

Text zu Math. A. 43 fol. II. Folge.

CONSTRUCTIONEN

AUS DEM

MASCHINENBAU

II. FOLGE

ENTWORFEN

UNTER LEITUNG DES HERRN PROF. HART

VON DEN

STUDIENDEN DES II. MASCHINENBAUCURSES AM
GROSSH. POLYTECHNIKUM ZU CARLSRUHE.

BERECHNUNGEN ZU BLATT 1 à 20 DES ATLASSES.

HEBEMASCHINEN.

II. JAHRBUCH DES POLYTECHNISCHEN VEREINS ZU CARLSRUHE.
I. THEIL.

CARLSRUHE.

VERLAG VON J. VEITH.

1876.

CONSTRUCTIONEN

AUS DEM

MASCHINENBAU

II. FOLGE

ENTWORFEN

UNTER LEITUNG DES HERRN PROF. HART

VON DEN

STUDIRENDEN DES II. MASCHINENBAUCURSES AM
GROSSH. POLYTECHNIKUM ZU CARLSRUHE.

BERECHNUNGEN ZU BLATT 1 à 20 DES ATLASSES.

HEBEMASCHINEN.

II. JAHRBUCH DES POLYTECHNISCHEN VEREINS ZU CARLSRUHE.
I. THEIL.

CARLSRUHE.

VERLAG VON J. VEITH.

1876.

1797

STADT IN EINE

STADT

STADT IN EINE

STADT IN EINE

STADT IN EINE

STADT IN EINE

STADT IN EINE

STADT IN EINE

STADT IN EINE

STADT IN EINE

Vorwort.

Nachdem das Jahrbuch des polytechnischen Vereins zu Karlsruhe vom Jahre 1869 vollständig vergriffen war, glaubte die Jahrbuchkommission des polytechnischen Vereins vom Jahre 1875/76 durch Herausgabe eines neuen Jahrbuches einem vielseitigen Wunsche nachzukommen.

Zu diesem Behufe setzte sich dieselbe mit den Studirenden des II. Maschinenbaukurses am hiesigen Polytechnikum vom Jahre 1875/76 in Verbindung und erklärten sich diese bereit, ihre unter Leitung des Herrn Prof. Hart entworfenen Maschinenzeichnungen der Jahrbuchkommission zur Veröffentlichung zur Verfügung zu stellen.

Um nun ein möglichst baldiges Erscheinen des Jahrbuches zu ermöglichen und andererseits Gelegenheit zu geben, sich auch in den Besitz einzelner Theile desselben zu setzen, fand es die Jahrbuchkommission für gut, das Jahrbuch, wenn Zeit und Material hinreichend vorhanden ist, so erscheinen zu lassen, dass die Konstruktionen von Hebemaschinen, Wasserrädern, Turbinen etc. in einzelnen Theilen herausgegeben werden.

Die Anordnung und Auswahl der zur Veröffentlichung zur Verfügung gestellten Arbeiten, sowie die Durchsicht derselben übernahmen die Vertreter der Maschinenbauschule in der Jahrbuchkommission: Blumenthal, Joachim, Kern, Lampe, Müller und Springer, sämtliche Studirende des II. Maschinenbaukurses.

Besondere Verdienste um das Zustandekommen des Jahrbuchs erwarb sich auch das Ehrenmitglied des polytechnischen Vereins, Herr J. Hart, Prof. des Maschinenbaues am hiesigen Polytechnikum, der uns bei der Auswahl des Stoffes auf's Freundlichste seinen Rath hat zu Theil werden lassen, und sei demselben an dieser Stelle der wärmste Dank dafür ausgesprochen.

So übergeben wir denn hiermit das Jahrbuch der Oeffentlichkeit und wenn dasselbe als angenehme Stütze beim Entwerfen und Berechnen von Maschinen dienen wird, so werden wir uns dadurch auf das Reichlichste belohnt sehen.

Karlsruhe, im Jahre 1876.

I. A. der Jahrbuchkommission:

E. H. Blumenthal,

z. Z. Vorsitzender.

Inhalt.

Zeichnung	Seite
Blatt 1. }	
2. }	1
3. }	
4. }	8
5. }	
6. }	12
7. }	
8. }	23
9. " "	30
10. }	
11. }	36
12. }	
13. }	42
14. }	
15. }	49
16. Fahrbarer Eisenbahnkrah.	55
17. }	
18. }	mit selbstthätiger Gleichge-
wichtsvorrichtung	64
19. }	
20. }	71

Laufkrahne für eine Maschinenwerkstätte.

Tragfähigkeit des Krahns	= 300 Ctr.
Spannweite (Mitte auf Mitte Schiene)	= 10,50 mtr.
Spurweite für die Laufwinde	= 1,50 mtr.
Höhe der Brückenlaufschienen über dem Boden :	= 7,00 mtr.
Höhe der Handkurbelwelle über dem Laufbrett .	= 1,00 mtr.
Anzahl der Arbeiter bei grösster Last	= 4.
Druck pro Mann an d. Kurbel	= 12,5 klgr.

Winde mit Bremse und Wechselgetriebe.

Wagenbewegung von einer in der Laufwinde gelagerten Kurbelwelle aus.

Berechnung der Brücke.

Die Maximalbelastung der Brücke = 300 Ctr. = 15,000 Klgr.
 Dazu noch schätzungsweise 100 Ctr. = 5000 Klgr. als Eigengewicht der Winde macht eine Gesamtbelastung von $Q = 20,000$ Kilogramm.

$$M = W \cdot k$$

Für rechteckigen Querschnitt (Fig. 1) und bei Annahme von $k = 600$ Klgr. haben wir:

$$\frac{Ql}{4} = \frac{1}{6} b h^2 \cdot k \text{ oder}$$

$$\frac{1}{6} b h^2 = \frac{20000 \cdot 10,5}{4 \cdot 600} = 8750$$

$$b h^2 = 52500$$

$$b = \frac{52500}{h^2}$$

Nehmen wir $h = \frac{1}{15} l = \frac{1}{15} \cdot 1050$ ctm., so wird

$h = 70$ ctm., folglich

$$b = \frac{52500}{4900} = 10,6 \text{ ctm.}$$

Bei Anwendung von 2 Trägern haben wir jedoch bloß eine Eisenstärke von je 5,3 ctm. zu berücksichtigen.

Die Höhe h nimmt von der Mitte des Trägers aus gegen die beiden Enden ab und zwar um 0,7, so dass die Höhe an den beiden Enden

$$h_1 = 50 \text{ ctm. wird.}$$

Zur Umwandlung der Rechtecksform in die I Form (Fig. 2) haben wir folgende Annäherungsformel:

$$\frac{B}{b} = \frac{1}{1-\alpha} \text{ wobei } \alpha = \left(1 - \frac{\beta}{B}\right) \left(1 - \frac{2\gamma}{H}\right)^3$$

Wir setzen $\frac{\beta}{B} = 0,06$ und $\frac{2\gamma}{H} = 0,06$ dann ist

$$\alpha = (1 - 0,06) (1 - 0,06)^3 = 0,94 \cdot 0,94^3 = 0,78 \text{ also}$$

$$\frac{B}{b} = \frac{1}{1-\alpha} = \frac{1}{1-0,78} = 4,5 \text{ folglich}$$

$$\underline{B} = 4,5 \cdot 5,3 = 23,8 = \underline{24} \text{ ctm.}$$

$$\frac{\beta}{B} = 0,06 \text{ folglich}$$

$$\underline{\beta} = 0,06 \cdot 24 = \underline{1,4} \text{ ctm.}$$

$$\frac{\gamma}{H} = 0,03 \text{ folglich}$$

$$\underline{\gamma} = \underline{2,1}$$

Bei Anbringung von 4 Winkeleisen von der mittlern Stärke von 1,4 ctm. und durch Abzug von 4 Nietquerschnitten ergibt sich immer noch eine sehr bedeutende Verstärkung der Gurte, so, dass wir durchgehends die Blechstärke von 1,4 ctm. anwenden können.

Es ist dann noch (nach der „Hütte“):

Breite des Winkeleisens $\beta = 8,7$ ctm.

Durchmesser des Nietbolzens = 2,3 ctm.

Entfernung der Nieten = 9 ctm.

Zur Probe dieser obigen angenäherten Querschnittsbestimmung haben wir:

$$J = \frac{1}{12} \left[70^3 \cdot 24 - 67,2^3 \cdot 5,2 - 64,4^3 \cdot 14,6 - 49,8^3 \cdot 2,8 \right]$$

$$M = Wk = \frac{J}{e} \cdot k = \frac{J}{35} k$$

$$M = P \frac{l}{4} + Q \frac{l}{8}$$

Es ist hier:

$$P = 15000 + 5000 = 20000$$

Eigengew. der Brücke $Q = 5000$ Klgr.; $l = 1050$ ctm.

$$k = \frac{35 M}{J}$$

$$M = \frac{20000 \cdot 262,5 + 5000 \cdot 131}{2} = 2952500$$

$$k = \frac{12 \cdot 35 \cdot 2952500}{70^3 \cdot 24 - 67,2^3 \cdot 5,2 - 64,4^3 \cdot 14,6 - 49,8^3 \cdot 2,8 - 4,6 \underbrace{[70^3 - 64,4^3]}_{\text{Nietquerschnitt.}}} \\ = \frac{1239630000}{2059470} = 600$$

Um nun etwas mehr Sicherheit zu erlangen nehmen wir an-
statt $\underline{h} = \underline{70}$ dasselbe $= 80$ ctm. folglich an den beiden Enden $\underline{h_1}$
 $= \frac{7}{10} \cdot 80 = \underline{56}$ ctm.

Berechnung der Winde.

Die zu hebende Last ist $Q \dots = 15000$ klgr.

Spannung der auflaufenden Kette mit Be-
rücksichtigung des Ketten- und Rollen-
gewichts und der Reibung bei Anwen-
dung von 3 Rollen $S \dots = 4600$ klgr.

Es wäre dann die Stärke des Ketteneisens

$$\delta = 0,032 \sqrt{4600} \dots = 2 \text{ ctm.}$$

$$\text{Breite eines Kettengliedes} = 3,5 \delta \dots = 7 \text{ ctm.}$$

$$\text{Erhebungshöhe des Hakens} \dots = 4,00 \text{ mtr. folgl.}$$

$$\text{Aufzuwickelnde Kettenlänge} = 4 \cdot 4,00 \text{ mtr.} = 16 \text{ mtr.}$$

$$\text{Durchmesser der Kettentrommel} \dots = 45 \text{ ctm.}$$

$$\text{Länge der Trommel} \dots = \text{ca. } 90 \text{ ctm.}$$

$$\text{Zwischenraum zwischen je 2 Windungen} = 0,5 \text{ ctm.}$$

$$\text{Anzahl der Windungen} \dots = 12$$

Wir haben nun auf der Trommel ein Last-

$$\text{moment} = 4600 \cdot \frac{D + \delta}{2} \dots = 108100 \text{ klgrctm.}$$

Nehmen wir die Kurbellänge $= 45$ ctm. an, so ist bei 4
Mann Bedienung und einem Druck von 12,5 klgr. pro Mann an
der Kurbel das

$$\text{Kraftmoment} = 12,5 \cdot 45 \cdot 4 = 2250 \text{ klgrctm.}$$

Die Winde wird doppelt übersetzt, folglich erhalten wir beim Lastmoment noch einen Zuschlag von 10⁰/₀ und es ist somit

$$\text{Totales Lastmoment} = \frac{108100}{0,90} = 120111 \text{ klgrctm.}$$

$$\text{Gesamtübersetzung } i = \frac{120111}{2250} = 54 = 9 \cdot 6.$$

	Moment	z	Z	r	R	t	β
1. Uebersetzung . .	2250	12	108	6,5	58,2	3,4	6,5
2. Uebersetzung . .	20250	12	72	13	78	6,8	13

$$\text{Durchmesser der Trommelwelle} = 0,29 \sqrt[3]{120111} = 14 \text{ ctm.}$$

Die Theilung ist berechnet nach der Formel

$$t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{M}{z}}$$

Die übrigen Wellenstärken haben sich ebenfalls berechnet nach der Formel

$$d = 0,29 \sqrt[3]{M} \text{ also}$$

1. Kurbelwelle: Moment = 2250 klgrctm.

$$d = 0,29 \sqrt[3]{2250} = 4 \text{ ctm.}$$

2. Zwischenwelle: Moment = 20250 klgrctm.

$$d = 0,29 \sqrt[3]{20250} = 8 \text{ ctm.}$$

3. Trommelwelle: Moment = 120111 klgrctm.

$$d = 0,29 \sqrt[3]{120111} = 14 \text{ ctm.}$$

Bremse.

Moment an der Zwischenwelle = 20250 klgrctm.

Druck des Arbeiters auf den Bremshebel . = 40 klgr.

Hebelübersetzung $\frac{L}{l}$ = 10

Spannung im Bremsband $t = 40 \cdot 10$. . . = 400 klgr.

Halbmesser der Bremsrolle:

$$\varrho = \frac{M}{t(e^{\mu f} - 1)} = \frac{20250}{400(2,4 - 1)} = 36 \text{ ctm.}$$

Hiebei entspricht $e^{\mu f}$ einer Umspannung von $\frac{3}{4}$ des Bremsrollenumfanges

Dicke des Bremsbandes	= 0,5 ctm.
Breite des Bremsbandes	= 6,0 ctm.

Sperrrad.

$M = 20250 \text{ klgrctm.}$
 $Z = 14$

$t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} = 0,58 \sqrt[3]{\frac{20250}{14}} = 6,5 \text{ ctm.}$

$R = 14,4 \text{ ctm.}$

Flaschenzug.

Zug an der Kette	= 4600 klgr.
Kettenstärke δ	= 2,0 ctm.
Kettenbreite	= 7 ctm.
Durchmesser der Rolle = $20 \delta = 20 \cdot 2$	= 40 ctm.
Belastung jeder Hängeschiene = $\frac{15000}{2}$	= ca. 8000 klgr.
Traversenzapfen $d = 0,047 \sqrt{15000}$	= 6 ctm.
$w = 3,5 \delta + 1$	= 8 ctm.
Balkenstärke = $0,3 w$	= 2,4 ctm.
Zwischenblech = $0,1 w$	= 0,8 ctm.

Haken. (Fig. 3.)

$d i = 0,043 \sqrt{15000}$	= 5,3 ctm.
$d a = 0,055 \sqrt{15000}$	= 7 "
$h = 0,1 \sqrt{15000}$	= 12,2 "
$b = \frac{2}{3} h$	= 8 "
$a_1 = \frac{1}{6} h$	= 2 "
$a_2 = \frac{5}{6} h$	= 10 "

Hängeschiene. (Fig. 4.)

$a = 1,2 d$	= 7 "
$b = 0,4 d$	= 2,3 "

Zur Bedienung des Windewagens nehmen wir 2 Mann.

Nehmen wir die Kurbellänge auch wieder = 45 ctm., so ergibt sich ein

$$\text{Kraftmoment} = 2 \cdot 12,5 \cdot 45 \quad . \quad . \quad . = 1125 \text{ klgrctm.}$$

$$i = \frac{7700}{1125} = 7$$

	Moment	z	Z	r	R	t	β
Uebersetzung	1125	13	91	5,4	37,8	2,6	4,8
Zwischenrad			29		12		

Bewegung des Krahns.

Belastung der Winde . . = 15000 klgr.

Eigengewicht derselben . = 5000 "

Eigengewicht der Brücke = 5000 "

Totale Belastung Q . . . = 25000 klgr.

Nehmen wir den ungünstigsten Fall an, dass die Winde nahe dem äussersten Punkt rechts oder links steht, so kommt auf jeden Zapfen der beiden

Rollen die Belastung Q_1 = 10000 klgr.

Durchmesser des Zapfens $d = 0,12 \sqrt{5000}$. . = 8,5 ctm.

Durchmesser der Rolle D = 52 ctm.

Nothwendige Horizontalkraft an einer Rolle auf der belasteten Seite

$$P_1 = \frac{\mu r + f}{R} \cdot Q_1 = \frac{0,07 \cdot 4,25 + 0,05}{26} \cdot 10000 \quad . \quad = 134 \text{ klgr.}$$

für 2 Rollen ist eine Kraft aufzubieten von . . = 268 klgr.

Nothwendige Horizontalkraft auf der weniger belasteten Seite für 1 Rolle

$$P_2 = \frac{0,07 \cdot 4,25 + 0,05}{26} \cdot 3500 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 48 \text{ klgr.}$$

für 2 Rollen = 96 klgr.

Gesamtkraft $P = 96 + 268$ = 364 klgr.

Reibungsmoment $M = 364 \cdot 26 = 9584 \text{ klgrctm.}$

Hiezu noch 15% Reibungsverlust

bei Anwendung von 3 Räderpaaren = 11276 klgrctm.

Moment an der Kurbel bei 2

Mann Bedienung = 1125 klgrctm.

$$i = \frac{11276}{1125} = 10 = 2.5$$

	Moment	z	Z	r	R	t	β
1. Räderpaar	1125	13	13	5,4	5,4	2,6	4,8
1. Uebersetzung . .	1125	13	26	5,4	10,8	2,6	4,8
2. Uebersetzung . .	2250	12	60	6,3	31,5	3,3	6,0
Zwischenrad . . .			20		10,5		

J. Joachim.

Laufkrahne für eine Giesserei mit Kettenantrieb.

Tragfähigkeit des Krahns	= 5000 klgr.
Spannweite (Mitte auf Mitte Schiene) . . .	= 10 mtr.
Obere Spurweite	= 1,15 mtr.
Höhe vom Boden bis Oberkante der Laufbalken	= 5 mtr.
Anzahl der Arbeiter an einer Zugkette . . .	= 2 Mann.
Zug pro Mann an der Kette (bei grösster Last)	= 12 klgr.

Der Krahne soll ganz aus Eisen construirt werden, und sollen alle Bewegungen vom Boden der Giesserei aus, sowie die Uebersetzung an der Winde durch Schraube ohne Ende ausgeführt werden.

Berechnung des Krahns.

Das Gewicht der Winde (geschätzt)	= 1500 klgr.
Eigengewicht des Krahns	= 3000 „

Um den Träger zu berechnen, nehmen wir vorerst einen rechteckigen Querschnitt an, woraus folgt:

$$Q \cdot \frac{l}{4} + G \cdot \frac{l}{8} = \frac{1}{6} b h^2 k$$

$$\text{oder } \frac{1}{6} b h^2 k = \frac{6500 \cdot 1000}{4} + \frac{3000 \cdot 1000}{8} = 2,000,000$$

Die Höhe des Trägers $H = 50$ ctm. angenommen, so ist:

$$b = \frac{2000000 \cdot 6}{600 \cdot 50^2}, \text{ wobei } k = 600 \text{ gesetzt ist}$$

$$= \frac{20000}{250} = 8 \text{ ctm.}$$

Da wir aber 2 Träger haben, so ist die Breite eines jeden

$$= \frac{b}{2} = 4 \text{ ctm.}$$

Berechnen wir mittelst vorhergegangenen die Dimensionen eines doppelt T-förmigen Trägers (Fig. 7), von der Höhe $H = 50 \text{ ctm.}$

$$\frac{B}{b} = \frac{1}{1-\alpha}; \alpha = \left(1 - \frac{\beta}{B}\right) \left(1 - \frac{2\gamma}{H}\right)^3$$

Nehmen wir $\frac{\beta}{B} = 0,05$ und $\frac{\gamma}{H} = 0,02$ zweckmässig an, so folgt

$$\alpha = (1 - 0,05) (1 - 0,04)^3 = 0,84$$

$$1 - \alpha = 0,16 \text{ und } \frac{1}{1-\alpha} = \frac{B}{b} = 6,25$$

folglich $B = 6,25 \text{ b} = 25 \text{ ctm.}$

$$\beta = 0,05 \text{ B} = 1,25 \text{ ctm.}; \gamma = 0,02 \text{ H} = 1 \text{ ctm.}$$

Horizontalbewegung des Krahns.

Grösste Last	= 5000 klgr.
Eigengewicht des Krahns	= 3000 "
Gewicht der Winde	= 1500 "
Gesammtlast = 9500 klgr.	

Wir haben demnach eine Auflagereaction (Fig. 8)

$$P_1 = P_2 \cdot \frac{b}{l} + \frac{Q}{2} = \frac{65000}{1000} \cdot \frac{7}{8} \cdot 1000 + \frac{3000}{2} = 5687,5 \\ + 1500 = 7187,5$$

oder $P_1 = \text{ca. } 7200 \text{ klgr.},$

woraus wir den Druck auf einen Zapfen

$$P = \frac{7200}{2} = 3600 \text{ klgr.}$$

erhalten, und hieraus den Zapfendurchmesser

$$d = 0,133 \sqrt[3]{3600} = 0,133 \cdot 60 = 7,98 \text{ ctm.}$$

oder $d = \text{ca. } 8 \text{ ctm.}$

Laufrollendurchmesser = $9 \cdot d$ = 72 ctm.

Kraft zur Horizontalbewegung für einen Zapfen

(„Hütte“. Seite 132)

$$P' = \frac{\mu \cdot r + f}{R} \cdot P = \frac{0,07 \cdot 4 + 0,05}{36} \cdot 3600 = 33 \text{ klgr.}$$

$$\begin{aligned}
&\text{mithin für 4 Zapfen} = 4 \cdot 33 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 132 \text{ klgr.} \\
&\text{Lastmoment} = 132 \cdot 36 = 4750 \text{ oder } . \quad \text{ca.} = 5000 \quad " \\
&\text{Kraftmoment für 2 Mann} = 2 \cdot 12 \cdot 40 \quad . \quad . \quad = 960 \quad " \\
&\text{Uebersetzung } i = \frac{5000}{960} = 5,2 \text{ oder } . \quad \text{ca.} = 5,5.
\end{aligned}$$

Weil nun das Zahnrad, welches zur Horizontalbewegung des Krahns nothwendig ist, als Zahnkranz an die Laufrolle angeschraubt werden soll, so ist wegen constructiven Verhältnissen der Durchmesser des Zahnkranzes $d = 73$ ctm. gegeben; wir erhalten somit:

$$R = 36,5 \text{ ctm. und } r = \frac{36,5}{5,5} = 6,64 \text{ ctm.}$$

$$z = 20 \text{ angenommen; } Z = 20 \cdot 5,5 = 110$$

$$t = \frac{2 \pi r}{z} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6,64}{20} = 2,08 \text{ ctm.}$$

$$\alpha = \frac{t}{2,1} = 0,99 \text{ ctm.; } \gamma = 1,5 \quad \alpha = 1,48; \quad \beta = 4 \quad \alpha \text{ ca.} = 4 \text{ ctm.}$$

Wellendurchmesser:

$$d = 0,29 \sqrt[3]{M} = 0,29 \sqrt[3]{5,5 \cdot 960} = 5,04 \text{ ctm.}$$

Berechnung der Winde.

Bezeichnet man mit W_1 die Last und mit P_o den Zug am freien Ende, so ist, wenn $\alpha = 1,062$ und $n = 4 =$ Anzahl der Rollen am Flaschenzug bedeutet:

$$W_1 = P_o \frac{\alpha^{n+1} - 1}{\alpha^n (\alpha - 1)}; \quad P_o = W_1 \frac{\alpha^n (\alpha - 1)}{\alpha^{n+1} - 1}$$

$$\begin{aligned}
\text{oder} \quad P_o &= \frac{5000 \cdot 1,062^4 (1,062 - 1)}{1,062^5 - 1} \\
&= \frac{5000 \cdot 1,2637 \cdot 0,06}{1,3387 - 1} = \frac{5000 \cdot 0,07582}{0,3387} = 1120
\end{aligned}$$

$$\text{oder} \quad P_o = \text{ca. } 1200 \text{ klgr.}$$

Es folgt hieraus:

$$\begin{aligned}
&\text{Ketteneisenstärke } \delta = 0,032 \sqrt{1200} = 1,108 \quad . \quad \text{ca.} = 1,1 \text{ ctm.} \\
&\text{Kettengliedbreite} = 3,5 \delta = 3,98 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad " = 4 \quad " \\
&\text{Kettengliedlänge} = 4,6 \delta = 5,106 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad " = 5,2 \quad " \\
&\text{Trommeldurchmesser} = 30 \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad " = 33 \quad " \\
&\text{Breite einer Windung} = 4 + 0,5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 4,5 \quad " \\
&\text{Höchste Erhebung des Hakens des Flaschenzugs} = 4 \quad \text{mtr.}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Kettenlänge} &= 5 \cdot 4 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 20 \text{ mtr.} \\ \text{Umfang der Trommel} &= 3,14 \cdot 33 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 1,036 \text{ „} \\ \text{Lastmoment} &= \frac{D + \delta}{2} \cdot P = 1200 \cdot \frac{32 + 1,28}{2} \cdot = 20000 \text{ klgrctm.} \end{aligned}$$

Wird der Radius des Schneckenrades = 40 ctm. angenommen, so ist die Umfangskraft:

$$P = \frac{M}{r} = \frac{20000}{40} = 500 \text{ klgr.}$$

folglich $t = 0,178 \sqrt{P} = 0,178 \sqrt{500} = 4 \text{ ctm.}$

$$z = \frac{2 \pi r}{t} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 40}{4} = 63 \text{ Zähne.}$$

Radius der Schraube ohne Ende ist

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

oder $r_1 = \frac{r_2 \cdot z_1}{z_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} = \frac{40 \cdot 1}{63 \cdot 0,10} = 6,35 \text{ ctm.}$

$$\alpha = \frac{t}{2,1} = 1,9; \gamma = 1,5 \quad \alpha = 2,85 \text{ und } \beta = 4 \quad \alpha = 7,6 \text{ ctm.}$$

Horizontalbewegung der Winde.

$$\begin{aligned} \text{Totale Last} &\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 5000 \text{ klgr.} \\ \text{Eigengewicht der Winde} &\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 1500 \text{ „} \end{aligned}$$

$$\text{Gesamtlast} = 6500 \text{ klgr.}$$

$$\text{Druck auf einen Zapfen } Q_1 = \frac{6500}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 3250 \text{ klgr.}$$

$$\text{Zapfendurchmesser } d = 0,133 \sqrt{3250} = 57 \cdot 0,133 = 7,58 \text{ ctm.}$$

$$\text{Raddurchmesser} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 72 \text{ ctm.}$$

Widerstand der Vorwärtsbewegung für einen Zapfen

$$P = \frac{\mu r + f}{R} \cdot Q_1 = \frac{0,07 \cdot 3,8 + 0,05}{36} \cdot 3250 = \frac{1007,5}{36} = \text{ca. } 28 \text{ klgr.}$$

$$\text{folglich für 4 Zapfen} = 4 \cdot 28 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 112 \text{ klgr.}$$

$$\text{Lastmoment} = 112 \cdot 36 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 4032 \text{ ctm.}$$

$$\text{Kraftmoment} = 2 \cdot 12 \cdot 40 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 960 \text{ „}$$

$$\text{Uebersetzung } i = \frac{4032}{960} = 4,2 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 4,4$$

Radius des grossen Rades $R = 36,5$ und $Z = 110$

Radius des kleinen Rades

$$r = \frac{R}{4,4} = \frac{36,5}{4,4} = 8,3 \text{ ctm.}$$

$$z = \frac{110}{4,4} = 25 \text{ Zähne.}$$

$$t = 2,08 \text{ ctm.}; \alpha = 0,99 \text{ ctm.}; \gamma = 1,48 \text{ ctm.}; \beta = 4 \text{ ctm.}$$

Die Berechnung des dreieckigen gusseisernen Verbindungsstücks (Fig. 9) der beiden Schilde kann näherungsweise auf folgende Weise durchgeführt werden.

Bezüglich der Construction ist gegeben:

Die Länge des Verbindungsstücks = 1,425 mtr.
die Höhe desselben = 0,275 mtr.

Denken wir uns die Belastung Q in der Mitte des Trägers wirkend, so kann man das Trägheitsmoment des dreieckigen Querschnitts = dem Trägheitsmoment eines rechteckigen setzen, welcher dieselbe Höhe hat, aber eine Breite $b_1 = 2 b$ in horizontaler Linie gemessen, woraus folgt:

$$Q \frac{l}{4} = \frac{1}{6} b_1 h^2 k \quad (k = 250 \text{ angen.})$$

$$\text{oder } \frac{1}{6} b_1 h^2 k = \frac{5000 \cdot 142,5}{4}$$

$$= 178125$$

$$\text{mithin } b_1 = \frac{178125 \cdot 6}{250 \cdot 27,5^2}$$

$$= \frac{4275}{756,25} = 5,6$$

$$\text{oder } b_1 = \text{ca. } 6 \text{ ctm.}$$

mithin ist die Wandstärke des dreieckigen Verbindungsstücks $= \frac{b_1}{2} = 3 \text{ ctm.}$ in horizontaler Linie gemessen.

L. Schlicksupp.

Schmiedeiserner Bockkrahne für einen Güterbahnhof.

Tragfähigkeit des Krahns	200 Centner
Lichte Weite	6,60 mtr.
Lichte Höhe	5,20 mtr.
Anzahl der Arbeiter bei grösster Last	4
Druck pro Mann an der Kurbel	13 klgr.
Höhe der Handkurbel über dem Boden . etwa	1,00 mtr.

Ein geeignetes Verfahren, die Querschnittsdimensionen Fig. 10 des Trägers zu berechnen, ist folgendes:

Man nehme vorläufig dieselben an, berechne nach der Biegungsgleichung $M = Wk$ den Werth des Festigkeitscoefficienten k , der einen bestimmten Werth erhalten, und ≥ 550 sein wird. Weicht er bedeutend von ihm ab, so nehme man die Dimensionen des Querschnitts anders an, berechne wieder das zugehörige k und setze dieses Verfahren so lange fort, bis der Festigkeitscoefficient dem soeben genannten Werthe annähernd gleich ist.

Bezeichnet man mit M das biegende Moment ausgedrückt in klgrctm.

mit P die zu hebende Last,

mit l den Abstand der 2 Unterstützungspunkte des Trägers und

mit Q das Eigengewicht desselben,

so hat man zur Berechnung des Momentes

$$M = P \frac{l}{4} + Q \frac{l}{8}.$$

Es betrage das Eigengewicht der Katze . . . 800 Kilo,
die Entfernung der beiden Unterstützungspunkte von

Mitte auf Mitte der Streben gerechnet . . . 686 ct.,
das Eigengewicht der 2 Träger zusammen . . . 2000 Kilo,
so hat man:

$$M = 10800 \frac{686}{4} + 2000 \frac{686}{8} = 2023700 \text{ klct.}$$

als biegendes Moment für beide Träger und werde in abgerundeter Zahl dasselbe für einen Träger = 1020000 klct. angenommen.

Hiemit erhält man bei einem Querschnitt von nebenstehenden Dimensionen:

$$k = \frac{M}{W};$$

$$I = \frac{1}{12} \left[40^3 \cdot 22 - 38^3 \cdot 3 - 35,5^3 \cdot 15,5 - 20^3 \cdot 2,5 - (40^3 - 35,5^3) \cdot 4 \right]$$

$$= \frac{1}{12} 452887$$

$$k = \frac{12 \cdot 20 \cdot 1020000}{452887} = 540 \text{ klgr.}$$

ein Werth des Fest.-Coef. der als hinlänglich genau angenommen werden kann.

Bock (Fig. 11):

Die beiden Ständer sind auf rückwirkende Festigkeit beansprucht und mögen dieselben einen I förmigen Querschnitt haben.

Ferner sei die in einem Ständer vertikal wirkende Kraft $= P$, die 2 einander gleichen Kräfte je $= P_0$, so hat man nach der nebenstehenden Figur

$$P_0 = \frac{P}{\cos \alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1.$$

$$\text{Es sei nun angenommen } \sin \alpha = \frac{5,7}{52,4} = . \quad . \quad . \quad . \quad 0,108,$$

dann hat man

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = 0,994$$

Weiter sei in der Figur 12 ein Träger von einer Länge etwa $= 690$ ctm. und werde angenommen, dass der Mittelpunkt der Katze bis 100 ctm. von B entfernt sei. Unter dieser Annahme hat man dann

$$P_1 \cdot 690 = Q \cdot 590$$

worin Q die aufzuziehende Last mit Eigengewicht der Katze bedeutet und ist

$$Q = 10800 \text{ also}$$

$$P_1 = \frac{590 \cdot 10800}{690} = 9234 \text{ Kilo.}$$

Ist Q_1 das Eigengewicht des Trägers $= 2000$ Kilo, so folgt

$$P = P_1 + \frac{Q}{2} = 10234 \text{ Kilo}$$

und werde in abgerundeter Zahl $P = 10600$ angenommen.

Jetzt hat man mit Gl. 1

$$P_0 = \frac{1}{2} \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{10600}{2 \cdot 0,994} = 5332 \text{ Kilo.}$$

Ein jeder der 2 Stützen CD und CE kann angesehen werden als ein an seinen beiden Enden freier Stab. Ist nun B die Bruchbelastung eines solchen, so hat man mit 6facher Sicherheit

$$P_0 = \frac{1}{6} B; B = 6 \cdot 5332 = 31992 \text{ Kilo.}$$

Weiter findet man (siehe „Hütte“ S. 233; 10. Auflage)

$$B = \pi^2 \frac{EI}{l^2}$$

worin

E den Elastic.-Modul des Materials (Schmiedeeisen)

I das Trägheitsmoment des Querschnitts bezüglich einer durch den Schwerpunkt desselben gehenden Axe und

l die Länge des Stabes = 524 ctm. bedeuten.

Hiemit findet man

$$I = \frac{B l^2}{\pi^2 E} = \frac{31992 \cdot 524^2}{3,14^2 \cdot 2000000} = 445,4$$

Da man sich bei der Berechnung des Querschnitts der Stützen nach den auf den Walzwerken ausgeführten Profilen des I Eisens richten muss, so werde z. B. das auf Blatt V No. 9a des Profilbuches der Burbacher Hütte verzeichnete angenommen, dessen Dimensionen in Fig. 13 angegeben sind.

Das Trägheitsmoment desselben findet man mit

$$I = \frac{1}{12} \left[14^3 \cdot 1,475 \cdot 2 + 1,0^3 \cdot 22,05 \right] = 676,4$$

ein Werth desselben, der den obigen weit übertrifft und welcher daher angenommen genügende Festigkeit des Ständers garantirt.

Hauptwinde.

Bei dieser Anordnung des Krahns (Fig. 14) hat die Kette 4 Rollen zu passiren A B C und D . Von diesen 4 bleibt A während des Aufzugs unbeweglich; B dagegen ist eine lose Rolle und werde bei letzterer daher mit der Berechnung der Zugspannung in der Kette begonnen.

Es bedeute:

Q die angehängte Last = 10000 Kilo.

P die zu deren Aufzug nöthige Kraft, welche ohne Berücksichtigung der Reibung = $\frac{1}{2}$ 10000 = 5000 Kilo sein würde.

α einen Coefficienten = 1,062, bedingt durch die Reibung der Kettenglieder an einander und die Zapfenreibung.

Hiemit hat man nach „Keller“ für die Rolle B :

$$Q = P \left(1 + \frac{1}{\alpha} \right)$$

$$10000 = P \left(1 + \frac{1}{1,062} \right) = 1,9416 P$$

$$P = 5150,5 \text{ Kilo.}$$

Leitrolle C. (Fig. 15.)

P_1 sei die zur Ueberwindung von P nöthige Kraft.

R sei die Resultante beider = Axendruck,

a sei der Radius der Rolle bis zum Mittelpunkt des Ketten-
eisens gerechnet,

r_1 sei der Radius des Ketteneisens,

r sei der Radius des Rollenaxenquerschnitts,

μ_1 sei der Reib.-Coeff. zwischen den Kettengliedern unter ein-
ander = 0,2,

μ sei der Reib.-Coeff. zwischen der Rollenaxe und ihrem Lager
= 0,075 angenommen.

Nach diesen Bezeichnungen findet man (nach „Weissbach's“
Theor. Mechanik 1863 § 195) für die nur auflaufende Kette,
wenn man vorübergehend mit P_0 die Kraft bezeichnet, die nöthig
ist, um P zu überwinden, aber abgesehen von der Reibung des
Zapfens im Lager:

$$P_0 = P \left(1 + \mu_1 \frac{r_1}{a} \right) \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (1.)$$

somit für die auf- und ablaufende Kette

$$P_0 = P \left(1 + \mu_1 \frac{r_1}{a} \right)^2 \text{ oder angenähert } = P \left(1 + 2 \mu_1 \frac{r_1}{a} \right) \cdot (2.)$$

$$\text{die Zapfenreibung} = \mu \frac{r}{a} R \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (3.)$$

Die vorläufige Kettenstärke = $2 r_1$ findet man:

$2 r_1 = 0,032 \sqrt{P} = 0,032 \sqrt{5150,4} = 2,29$, sei abgerundet = 2,5 ctm.,
somit einen Rollendiameter = $20 (2 r_1) = 20 \cdot 2,5 = 50$ ctm., hier
= 40 ctm. gesetzt.

Demnach findet man nach Formel 2 und 3

$$P_1 = \left(1 + 2 \cdot 0,2 \frac{1,25}{20} \right) 5150,4 + 0,075 R \frac{r}{20}$$

und sind hierin noch R und r zu bestimmen.

Nimmt man näherungsweise $P = P_1$ an, so ist

$$R = \sqrt{P^2 + P_1^2} = \sqrt{5150^2 + 5150^2} = \text{abgerundet } 7300 \text{ Kilo.}$$

Nimmt man ferner den Abstand der Rollenlagermitten = 47
ctm. an, so ist, da die Rolle in der Mitte der Welle sitzt

$$2 r = 0,13 \sqrt{\frac{R}{2}}, \text{ sei } = 7$$

somit

$$P_1 = \left(1 + 2 \cdot 0,2 \frac{1,25}{20}\right) 5150,4 + 0,075 \frac{3,5}{20} 7300 = 5374 \text{ klgr.}$$

Leitrolle D .

Es sei P_2 die zum Aufzuge von $P_1 = 5374$ K. nöthige Kraft etwas $>$ angenommen wie P_1 etwa vorläufig $= 5604$ klgr., so folgt

$$R_1 = \sqrt{5604^2 + 5374^2} = 7764,3, \text{ sei rund } = 7770 \text{ klgr.}$$

als Axendruck. Nimmt man wieder $r = 3,5$ ct. an, so ist

$$P_2 = \left(1 + 0,2 \cdot 2 \frac{1,25}{20}\right) 5374 + 0,075 \frac{3,5}{20} \cdot 7770 = \text{etwa } 5611 \text{ klgr.}$$

Kraftverlust beim Aufwickeln der Kette auf die Windetrommel nach Formel 1:

$$P_3 = \left(1 + 0,2 \frac{1,25}{20}\right) 5611 = 5682 \text{ klgr.}$$

wo der Trommeldiameter vorläufig $= 40$ ctm. angenommen wurde.

Somit hätte man den grössten Zug in der Kette ungefähr $= 5700$ Kilo, mithin die Kettenstärke $= \delta$

$$\delta = 0,032 \sqrt{5700} = 2,416 \text{ sei } = 2,5 \text{ ctm.}$$

Es sei die Aufzugshöhe der Last $= 3,80$ mtr.,
daher die aufzuwindende Kettenlänge $= h$. . . $= 7,6$ mtr.,
ist schliesslich D der Trommeldurchmesser und n die Anzahl der Umdrehungen, so ist:

$$h = D \pi n.$$

Die Länge der Trommel $= l$ gesetzt $= 80$ ctm. gibt

$$l = n (3,5 \delta + 0,5)$$

wenn zwischen 2 nebeneinanderliegenden Kettengliedern ein Spielraum $= 0,5$ ctm. angenommen wird. Hiemit findet man

$$n = \frac{80}{9,25} = 8,6 \text{ sei } = 9.$$

Ferner ist

$$D = \frac{h}{\pi n} = \frac{760}{9 \cdot 3,14} = 26,8 \text{ sei } = 30 \text{ ctm.}$$

mithin ein absolutes Moment an der Welle $= 15 \cdot 5700 = \text{rund } 85500 \text{ klctm.}$

Moment an der Kurbelwelle $= M_2$ laut Programm $= 13 \cdot 45 \cdot 4 = 2340 \text{ klctm.}$, wenn für die Kurbellänge das Max. $= 45$ ctm. angenommen ist.

Mit Berücksichtigung des Reib.-Verlustes zwischen den einzelnen Zahnrädern etc. hat man ein wirkliches Moment an der Kurbelwelle $= M_1 = 1,1 \cdot 85500 = 94050 \text{ klctm.}$, also ein Uebersetzungsverhältniss

$$i = \frac{M_1}{M_2} = 40,1 \text{ sei } = 42 = \frac{7 \cdot 12}{12} \cdot \frac{6 \cdot 12}{12}$$

Mit Hilfe der Gleichung

$$r = \frac{Z \cdot t}{2\pi} \text{ und } t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{M}{z}}$$

findet man folgende Werthe:

Rad.	Radius in ctm.	Moment.	Theilung.	Zahnzahl.
r_1	6,5	2340	3,4	12
R_1	44,0	16380	3,4	84
r_2	0,75	16380	5,1	12
R_2	58,5	94050	5,1	72

Wechselübersetzung.

Gegeben sind:

Moment an der Kurbel = 2340 klgrctm.
das Halbe zu übertragende Moment der Winde-

trommel $= \frac{1}{2} 94050$ = 47025 klgrctm.

der Abstand der 2 Wellen $= E$ = 50,5 ctm.

Nennt man den Radius des Getriebes r

" " " " " grösseren Rades $= R$

so ist das Uebersetzungsverhältniss $= \frac{47025}{2340} = 21 = 6 \cdot 3,5$

wo natürlich der Faktor 6 wegen der Uebersetzung $42 = 6,7$ beizubehalten ist.

Hieraus folgt ein Uebersetzungsverhältniss i für die fraglichen Räder $= 3,5$.

Weiter ist

$$E = R + r = r \left(1 + \frac{R}{r} \right) = r (1 + i) \quad . \quad . \quad = 4,5 \, r$$

$$r = \frac{E}{4,5} = \frac{50,5}{4,5} \quad . \quad . \quad . \quad = 11,2 \text{ ctm.}$$

$$R = E - r = 50,5 - 11,2 \quad . \quad . \quad . \quad = 39,3 \text{ ctm.}$$

$$t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{M}{z}} = 0,58 \sqrt[3]{\frac{2340}{z}};$$

es ist aber auch

$$r = \frac{z \cdot t}{2 \pi}; z = \frac{2 \pi r}{t} \text{ mithin: } t^3 = \frac{0,58^3 \cdot 2340 \cdot t}{2 r \pi} = 6,5 t; t^2 = 6,5; t = 2,55$$

Winde zur Fortbewegung der Katze:

Last, die die Katze zu tragen hat	=	10000 klgr.
Eigengewicht derselben incl. Rollen etc.	=	800 „
Summa		<u>10800 klgr.</u>
mithin kommt auf eine Rolle eine Last = $\frac{10800}{4}$	=	2700 „

Bewegt man die Last mittelst der Katze in horizontalem Sinne, so bewegen sich folgende Theile:

1. Zwar bleiben die Endpunkte der Hauptkette unbewegt, aber die Rollen *A B C* rollen jetzt über und unter ihr fort.
2. Die Katze mit der angehängten Last.
3. Die Nebenkette, die zum Fortbewegen der Katze dient.

Anmerkung. Hiemit sieht man ein, dass sich die Axenzapfen der Katze mit einer doppelten Geschwindigkeit bewegen; denn mit der Axe fest verbunden sind die Kettenrollen, aber lose auf ihr sitzen die Laufräder. Während der Fortbewegung der Katze drehen sich die Zapfen in den Laufrädern, diese selbst aber bewegen sich auf den Schienen, und erhält man eine resultierende Geschwindigkeit der Zapfen in ihren Lagern = der Summe beider Geschwindigkeiten, da sich beide im entgegengesetzten Sinne drehen.

1. Bewegungswiderstände, hervorgerufen durch die Hilfskette:

Es mögen die 3 Rollen *A B C* (Fig. 16) einen gleichen Durchmesser = 4 ctm. haben.

Rolle A.

Jedenfalls ist die Spannung *S* des oberen linken Kettenendes durch die Reibung etwas kleiner wie 5000 Kilo, doch sei sie der Sicherheit wegen so angenommen. Somit findet man für die Resultante der Kettenspannung annähernd:

$$R = \sqrt{5000^2 + 5160^2} = 7186 \text{ klgr.}$$

wo 5160 schätzungsweise angenommen ist.

Ist wieder für diese 3 Rollen

Rollenhalbmesser = <i>a</i>	=	20 ctm.
Lagerzapfenhalbmesser = <i>r</i>	=	4 ctm.
Ketteneisenhalbmesser = <i>r</i> ₁	=	1,25 ctm.

Reib.-Coeff. zwischen den Kettengliedern $= \mu_1 = 0,2$

Reib.-Coeff. zwischen dem Lager und Axe $= \mu = 0,075$

S_1 die zur Ueberwindung von S nöthige Zugkraft, so ist nach der Formel 2:

$$S_1 = \left(1 + 2 \cdot 0,2 \frac{1,25}{20}\right) 5000 + 0,075 \frac{4}{20} \cdot 7186 = \text{etwa } 5233 \text{ klgr.}$$

Rolle B.

Diese soeben als lose angenommene Rolle kann jetzt als eine feste betrachtet werden, denn bei dem Laufe derselben beschreibt ihr Mittelpunkt eine zu den Leitschienen parallele Gerade. Nennt man den zur Ueberwindung von S_1 nöthigen Zug S_2 , so ist analog wie vorher, da der Axendruck = der angehängten Last = 10000 klgr. ist.

$$S_2 = \left(1 + 2 \cdot 0,2 \frac{1,25}{20}\right) 5233 + 0,075 \frac{4}{20} \cdot 10000 = \text{ung. } 5514 \text{ klgr.}$$

Rolle C.

$$\text{Axendruck} = \sqrt{5514^2 + \text{etwa } 5850^2} = 8040 \text{ klgr.}$$

Hiemit ein nöthiger Zug

$$S_3 = \left(1 + 2 \cdot 0,2 \frac{1,25}{20}\right) 5514 + 0,075 \frac{4}{20} \cdot 8040 = 5773 \text{ klgr.}$$

mithin ein Gesamtreibungsbetrag in der Hauptkette bei der Fortbewegung der Katze: $= 5773 - 5000 = 773 \text{ klgr.}$

2. Berechnung des Reibungsbetrags der Katze mit Last = A :

Es sei R = Radius eines Laufrades angenommen $= 15 \text{ ctm.}$

(eigentlich = 6 Zapfendurchmesser)

die Auflagestrecke $= f$ der Rolle auf der Schiene $= 0,8$

so ist (siehe „Hütte“ 10. Auflage S. 132)

$$A = \left(\frac{f}{R} \cdot Q + \frac{\mu r}{R} \frac{\Sigma \text{Axendrucke}}{4}\right) 4$$

sub 1 war $\Sigma \text{Ax.-Dr.} = 7072 + 8040 = 15112 \text{ klgr.}$

$$\text{also } A = \frac{0,8}{15} 2700 \cdot 4 + \frac{0,075}{15} \cdot 4 \cdot 15112 = 878 \text{ klgr.}$$

mithin hat man einen Reib.-Betrag in der Katze mit angehängter Last und aufliegender Hauptkette nach sub 1

$$= 878 + 773 = 1651 \text{ klgr.}$$

also einen Zug S_2 auf die Auflaufstelle des unteren Kettenstückes bei B

$$S_2 = 1992 + 224 = 2216 \text{ Kilo.}$$

Da die Rolle B mit Zähnen versehen sein möge, so hat man mit der Reibung der auflaufenden Kette: $\left(1 + 0,2 \frac{1,25}{14}\right) 2216 = 2256 \text{ Kilo}$

und eine Reibung der ablaufenden Kette $= \left(1 + 0,2 \frac{1,25}{14}\right) 200 - 200 = 4 \text{ Kilo.}$

Hier bei B hat man weiter eine Lagerreibung (Formel 3) $= 0,075 \frac{4}{14} \cdot 2460 = 52 \text{ Kilo,}$

da der Axendruck $= 2256 + 204 = 2460 \text{ Kilo}$ ist.

Schliesslich hat man am oberen Ende von B einen Zug $= S_3$, der im Stande ist, die Katze sammt Haupt- und Nebenkette fortzubewegen:

$S_3 = 2256 + 4 - 200 + 52 = 2112$ in runder Zahl $= 2120 \text{ klgr.}$, also ein

Verdrehendes Moment in der Rolle B $= 14 \cdot 2120 = 29680 \text{ klgrctm.}$

Es mögen nun an der Kurbel von 30 ctm. Länge 2 Arbeiter mit einer Kraft à 10 Kilo wirken (da sie ziemlich hoch steht, der Druck niedrig genommen), so folgt ein Moment $= 20 \cdot 30 = 600 \text{ klgrctm.}$

somit eine absolute Uebersetzung $= \frac{29680}{600} = 49$ und eine

wirkliche Uebersetzung $= 49 \cdot 1,15 = 56,88$ abgerundet $= 57$ fach, wenn für jede der 3 anzuwendenden Uebersetzungen ein Zuschlag $= 5\%$ wegen der Reibung angenommen wird. —

$$57 = \frac{9 \cdot 12}{12} \cdot \frac{2,12 \cdot 12}{12} \cdot \frac{3 \cdot 12}{12}$$

hiernach folgt die Tabelle:

Rad.	Radius in ctm.	Moment	Theilung	Zahnzahl
r_1	4,09	600	2,14	12
R_1	12,25	1800	2,14	36
r_2	5,92	1800	3,1	12
R_2	17,8	3852	3,1	26
r_3	7,64	3852	4	12
R_3	68,8	29680	4,1	108

K. Schwegler.

Fairbairn'scher Blech-Quai-Krahn.

Tragkraft	200 ctr.
Ausladung (Mitte Drehsäule bis Mitte Haken) . .	5,25 mtr.
Höhe Leitrollenmittel über Boden	6,75 „
Abstand Drehsäulenmittel von der Quaimauer . . .	2 „
Tiefster Wasserstand	2,40 „
Höhe der Handkurbel über Boden	1 „
Anzahl der Arbeiter bei grösster Last	4
Druck pro Mann an der Kurbel	13 klgr.
Bremsse, Drehvorrichtung, Wechselübersetzung.	

Der Ausleger (Fig. 19) ist auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen, indessen wird kein grosser Fehler begangen, wenn man ihn auf einfache Festigkeit berechnet.

Man kann annehmen, dass die im Ausleger entstehende Spannung vollständig durch die beiden Seitengurtungen aa ausgehalten wird und dass diese Spannung in beiden gleich gross ist.

Ist diese Spannung $= S$ und h die Breite des Auslegers an der untersten Stelle, so ist das auftretende Moment $M = h \cdot S$. Dieses Moment wird durch die Belastung ($Q = 10000$ klgr. an einem Arme $l = 525$ wirkend) und durch das Eigengewicht ($G = 5000$ an einem Arme $g = 120$ angenommen) hervorgebracht. Es ist also auch

$$M = Q \cdot l + G \cdot g = 10000 \cdot 525 + 5000 \cdot 120 = 5850000$$

und demnach die im Ausleger in den beiden Gurtungen auftretende Spannung $_{(\max.)}$

$$S = \frac{M}{h} = \frac{5850000}{h},$$

nimmt man h an zu 105, so folgt $S = 55752,38$. Bezeichnet F den Inhalt des Querschnittes einer Gurtung, so muss

$$k \cdot F = S$$

sein. Für $k = 500$ folgt der nothwendige Querschnitt

$$F = 111,5 \text{ Quadratcentimeter.}$$

Rechnet man dazu den durch circa 12 (angenommen) Niete verursachten Querschnittsverlust, der bei einer Nietstärke von 2,5 ctm. $= 30 \square$ ctm. ist, so muss

$$F = 141,5$$

sein. Es sollen Bleche von 1 ctm. Stärke, Winkeleisen von 7,8 . 7,8 . 1,3 benutzt werden, dazu kämen Gurtungsplatten letzteren entsprechend von 17 . 1,2 .

Winkeleisen und Gurtungen liefern einen Querschnitt (Fig. 20)

$$2 (2 \cdot 7,8 \cdot 1,3 + 17 \cdot 1,2) = 81,36$$

davon geht ab Verlust durch Nietlöcher $(4 \cdot 2,5 \cdot 1,2 + 2 \cdot 2,5 \cdot 1,3 = 18,5$, so dass für die Hauptplatte ein Querschnitt übrig bleibt:

$$141,5 - (81,36 - 18,5) = 78,64 .$$

Da die Hauptplatte 1 ctm. stark wird, so muss die Platte 79 ctm. lang werden (dabei ist für diese noch kein Verlust durch Nietlöcher berücksichtigt).

Auf Grund dieser Dimensionen kann zur Aufstellung eines genaueren Profiles geschritten werden (s. Fig. 20):

$$F = 2 \cdot 17 \cdot 1,2 + (2 \cdot 7,8 + 2 + 80) + 2 (7,8 + 6,5) \cdot 1,3 = 175,58$$

davon geht ab für Nietlöcher vom Dtr. 2,5

$$\text{in den Gurtungen } 2 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 1,2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 12$$

$$\text{in den Winkeleisen } 2 \cdot 2,5 \cdot 1,3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 6,5$$

$$\text{in der Hauptplatte } 4 \cdot 2,5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 10$$

bei einer Theilung von 7 ctm. kommen zwischen die

$$\text{Gurtungen 10 Niete, also } . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 25$$

$$53,5$$

so dass als wirklicher Querschnitt verbliebe 122,08 □ctm.

Die Anstrengung k wäre dann

$$\frac{55752,38}{122} = \underline{457} \text{ klgr.}$$

Genaue Bestimmung von k :

$$\begin{aligned} J = \frac{1}{12} \bigg\{ & 97,6 \cdot \overline{105}^3 - 63,6 \left(\overline{105}^3 - \overline{102,6}^3 \right) - 80 \cdot \overline{100,6}^3 - 2 \cdot 6,5 \cdot \overline{98}^3 \\ & - 2 \cdot 1,3 \cdot \overline{85}^3 - 4,25 \left(\overline{105}^3 - \overline{98}^3 \right) \\ & - 4 \cdot 2,5 \left(\overline{105}^3 - \overline{100,6}^3 - 10 \cdot 2,5 \left(\overline{102,6}^3 - \overline{100,6}^3 \right) \right\} \end{aligned}$$

$$J = 641391$$

$$W = \frac{2J}{h} = \frac{1282782}{105} = 12217$$

$$k = \frac{M}{W} = \frac{5850000}{12217} = \underline{478,84} \text{ klgr.}$$

Berechnung der gusseisernen Drehsäule.

Die Höhe derselben vom Fussboden bis Mitte Zapfen sei 210 ctm.; dieselbe soll hohl ausgeführt werden und das Verhältniss der Durchmesser sei $0,6 = \frac{d_i}{d_a}$.

Ein Moment hat die Säule auszuhalten $= Ql + Gg = 5850000$ klgrctm.

Einen vertikalen Druck hat die Säule auszuhalten

$$M = 5850000 = \frac{\pi}{32} \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a} k.$$

$$\text{bei } k = 300 . \text{ folgt } d_a = \sqrt[3]{\frac{5850000 \cdot 32}{\pi \cdot 300 \cdot 0,87}} = \sqrt[3]{\frac{195000}{0,87}} \\ = \sqrt[3]{224138} = 60,7 = 61 .$$

$$k_1 = \frac{4 P_1}{\pi (d_a^2 - d_i^2)} ; k_2 = \frac{M \cdot 32 d_a}{\pi (d_a^4 - d_i^4)}$$

$$k_1 + k_2 = k_0 = \frac{4}{\pi} \frac{1}{d_a^2 - d_i^2} \left(P + \frac{8 M d_a}{(d_a^2 + d_i^2)} \right) = 450$$

$$450 = \frac{4 \cdot 0,318}{0,64 d_a^2} \left\{ 15000 + \frac{8 \cdot 5850000}{d_a \cdot 1,36} \right\} \quad \text{Setzt man hierin } d_a = 61 , \text{ so folgt}$$

$$d_a^2 = \frac{4 \cdot 0,318}{0,64 \cdot 450} \left\{ 15000 + \frac{8 \cdot 5850000}{61 \cdot 1,36} \right\} = \frac{1,272}{288} \left(\frac{48045000}{83} \right) \\ = 2546 .$$

$$d_a = 50,5 = 51 .$$

Setzt man diesen Werth von d_a nochmal ein, so folgt:

$$d_a'^2 = \frac{1,272}{288} \left\{ 15000 + \frac{46800000}{51 \cdot 1,36} \right\} = \frac{1,272}{288} \cdot \frac{47865000}{71} = 3053$$

$$d_a' = 55,2 = 55 \text{ ctm.}$$

mit Hülfe von d_a' folgt durch nochmaliges Einsetzen

$$d_a''^2 = \frac{1,272}{288} \left(15 + \frac{46800}{55 \cdot 1,36} \right) = 2827$$

$$d_a'' = 53,2 \text{ rund} = 53,5 \text{ ctm.}$$

$$d_i = 32 \quad "$$

Drehzapfen.

Dtr. = d Länge = l .

$$\text{Seitendruck} = P_1 = \frac{Ql + Gg}{h} = \frac{5850000}{210} = 27857,1 \text{ klgr.}$$

$$\text{Vertikaldruck} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 15000 \quad "$$

Um dem Seitendruck zu genügen, würde

$$d = 0,09 \sqrt{P_1} = 15,03 \text{ für Schmiedeeisen und } 12,6 \text{ für Stahl.}$$

Nimmt man $l_1 = d$, so wird das auf ihn wirkende Moment

$$27857 \cdot \frac{d}{2} = M_1 = W \cdot k_1$$

$$\text{oder} \quad k_1 = \frac{M \cdot 32}{\pi d^3}$$

$$\text{Vertikal wirkt } P_2 = 15000 = k_2 d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \text{ oder } k_2 = \frac{4 P_2}{d^2 \pi}$$

$$k_1 + k_2 \text{ für Stahl} = 1000$$

$$k_1 + k_2 = \frac{32 M}{\pi d^3} + \frac{4 P}{d^2 \pi} = \frac{32 M + 4 P_2 d}{\pi d^3}$$

$$d = 12,6 = 13$$

Zur Befestigung des Drehzapfens dienen 10 Schrauben, die einen Schub von 27857 klgr. auszuhalten haben:

$$10 \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \cdot k = 27857, \quad d^2 = \frac{27857 \cdot 4}{10 \cdot \pi \cdot 525} = 6,8$$

$$\underline{d = 2,6}$$

Drehmechanismus.

$$\text{Seitendruck} = P = 27857.$$

$$\text{Reibungsarbeit } P \cdot r \cdot \varphi = 27,857 \cdot 6,5 \cdot 0,1 = 18107 \text{ klgrctm.}$$

$$\text{Vertikaldruck } P_2 = 15000.$$

$$\text{Reibungsarbeit} = \frac{2}{3} P_2 \cdot r \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 6500 \text{ klgrctm.}$$

Jede der Rollen hat einen Druck auszuhalten:

$$\frac{P}{2 \cos 25^\circ} = 15477$$

Der Zapfen der Rollen erhält einen Dtr. $= \frac{1}{5} D$ der Rollen.

$$\text{Jeder Hals des Zapfens trägt } \frac{15476}{2} = 7740$$

$$d^2 = \frac{4}{\pi k} \cdot 7740 \quad d = 4,5$$

$$D = 22,5$$

Reibung der Rollen gegen die Säule:

$$\frac{1}{5} \cdot 2 \cdot 15480 \cdot \frac{55}{2} \cdot 0,1 = 17000.$$

Totale Reibungsarbeit = $17000 + 18107 + 6500 = 41607$

dazu 10% für Zahnreibung 4161

Totales Moment 45768

Erhält der Zahnkranz einen Dtr. von 2 mtr., so wird der
Zahndruck = $\frac{45768}{100} = 458$.

Erhält das Triebtrad des Zahnkranzes einen Dtr. = 14, so
muss ein Moment = $7 \cdot 458 = 3206$ überwunden werden.

2 Mann à 13 klgr. Druck bei einer Kurbellänge = 40 gleich
einem Moment,

$$2 \cdot 13 \cdot 40 = 1040 \text{ klgrctm.}$$

Uebersetzung $\frac{3206}{1040} = 3,08$.

Triebtrad $t = 0,178 \sqrt{\frac{M}{R}} = 3,8 = 4 \text{ ctm.}$ $Z = 11$. Dtr. = 14.
Zahnkranz.

$$t = 4; Z = 162 \quad \text{Dtr.} = 206,25.$$

Zwischenräder.

$$z = 20 \quad t = 2,2 \quad \text{Dtr.} = 14$$

$$z = 65 \quad \text{„} \quad \text{Dtr.} = 45,5$$

Kurbelwellendtr. = 4 ctm.

$$\text{Triebtradwellendtr.} = a = 0,29 \sqrt[3]{3206} = 5,5.$$

Flaschenzug, Kette etc.

Es sollen zwei feste und eine lose Rolle benutzt werden:
 $n = 3; \alpha = 1,06$

$$K = Q \cdot \frac{\alpha^n (\alpha - 1)}{\alpha^n - 1} = 10000 \cdot \frac{1,06^3 (0,06)}{1,06^3 - 1} = 3758$$

Dieser Zug wird vermehrt durch die Reibung der Leitrollen,
so dass $K = 4000$ genommen wird.

$$\text{Kettenstärke } \delta = 0,032 \sqrt{4000} = 2,0.$$

Breite der Kettenglieder = 7 ctm.

Spielraum zwischen zwei aufgewickelten nebeneinander liegenden Gliedern = 0,5.

Länge der Trommel = 80; mögliche Aufwicklungen = $\frac{80}{7,5} = 10,66$.

Die aufzuwickelnde Länge beträgt 24 mtr., wenn der Haken bis zur höchsten Höhe gehoben ist; selten wird er über 3,50 mtr. über Boden gehoben. Für grössere Höhen wickele sich die Kette doppelt auf. Es wären demnach aufzuwickeln $(3,5 + 2,4) 3 = 1800$ ctm.; nothwendiger Umfang = $\frac{1800}{10,66} = 169$, entsprechend einem Dtr. von 53,8.

Bei doppelter Lage der Kette würde nach einem Dtr. von 60 ctm. zu rechnen sein.

Moment an der Trommel $4000 \cdot 30 = 120000$

dazu 10%

$$\begin{array}{r} 12000 \\ \hline 132000 \end{array}$$

Moment an der Kurbel $4 \cdot 13 \cdot 45 = 2340$

$$\text{Uebersetzung} = \frac{132000}{2340} = 56,41. \quad t = 0,58 \sqrt{\frac{M}{z}}$$

$z_1 = 11$	$t = 3,5$	Dtr. = 12,25	Wellendtr. 5
$z_2 = 105$	"	Dtr. = 117	8
$z_3 = 12$	$t = 7,2$	Dtr. = 27,5	Wellendtr. 8
$z_4 = 72$	"	Dtr. = 165	15

für leichtere Lasten:

$z_5 = 18$	$t = 3,5$	Dtr. = 20,1
$z_6 = 98$	"	Dtr. = 109,14

$$\begin{array}{r} 129,24 \\ \hline E = 64,62 \cdot = \frac{D_1 + D_2}{2} \end{array}$$

Rollendtr. = $20 \delta = 40$ ctm.

Zapfendurchmesser der Rollen:

a) feste Rolle: gleichmässige Belastung = $2 \cdot 4000 = 8000$.

$$P = \frac{k}{8l} \frac{J \cdot 2}{d}; \quad d = 8,6$$

b) lose Rolle, jeder Zapfen hat einen Schub von $\frac{10000}{2}$ klgr. auszuhalten.

$$P = k \frac{d^2 \pi}{4} \quad d = 6.$$

Haken.

Gewindteheil $d = 0,67 \sqrt{P}$; Kerndurchmesser $d = 67$ mm.

Bremsen.

Dtr. angenommen zu 1 mtr.

Umspannter Bogen = 0,8 der Peripherie.

Differentialbremse

$$P = \frac{1,1 \cdot Q r}{(\tau - 1) R} \frac{l - \tau l_1}{L}$$

$P = 10 \cdot L = 100 \cdot R = 50 \cdot Q r = M =$ Moment an der Zwischenwelle $= 2340 \cdot \frac{105}{11} = 23000$.

$\tau = 2,47$ (Hütte Seite 340)

$$10 = \frac{1,1 \cdot 23000}{1,47 \cdot 50} \cdot \frac{(l - 2,47) l_1}{100}$$

$$l - 2,47 l_1 = \frac{1 \cdot 50 \cdot 1,47}{1,1 \cdot 23} = \frac{73,5}{25,3} = 2,9$$

Für $l_1 = 2 l$ wird $l = 8$ ctm.

Grösster Zug im Bremsbande $= T = \frac{1,1 \tau r Q}{(\tau - 1) R} = F' k$.

$T = 851$; $b = 6,0$ wird $s = \frac{T}{b k} = 3$ millimtr.

Fundament. Fig. 22.

$$r = \frac{250}{2}$$

$$R = \frac{300}{2}$$

$$\text{Inhalt} = \frac{\pi}{3} H (R^2 + R r + r^2) = J$$

$$\text{Gewicht} = \gamma \cdot J$$

Ist der Krahn fest mit dem Fundament verbunden, so will ein Moment M das Fundament umkanten

$$\begin{aligned} M &= 10000 (525 - R) + (\text{Eigengewicht vernachlässigt}). \\ &= 10000 \cdot 375 \\ &= 3750000 \end{aligned}$$

Für 10fache Sicherheit muss das Eigengewicht des Fundaments einem Moment von 37500000 widerstehen.

Statisches Moment des Fundamentes $= \gamma J \cdot R$

$$\gamma \cdot J \cdot R = 37500000$$

$$\gamma = 2$$

$$J = \frac{\pi}{3} H \left(\overline{150}^2 + 125 \cdot 150 + \overline{125}^2 \right) = \underline{56875} \pi \frac{H}{3}$$

$$2 \cdot 56875 \pi \frac{H}{3} \cdot 150 = 37500000$$

$$H = 2,1 \text{ mtr.}$$

Im ungünstigsten Falle müssen 2 Schrauben das Ganze halten
Schraubenkreis Dtr. = 267 ctm.

Moment = 10000 (525 — 115) = $P \cdot 230$ (230 Hebelarm abgemessen
aus Zeichnung)

$$P = \frac{10000 \cdot 41}{23} = 17826,1$$

Jede Schraube hat dann einen Zug von 8913 Kilo auszuhalten.
Durchmesser der Schraube = 76,2.

F. Springer.

Grosser Fairbairn'scher Blech-Quai-Krahn für einen Seehafen.

Tragfähigkeit des Krahns	400 ctr.
Ausladung (Mitte Drehschacht bis Haken)	9,0 mtr.
Höhe Leitrollenmittel über dem Boden	9,6 "
Tiefster Wasserstand	3,5 "
Abstand des Drehschachtmittels von der Quaimauer	2,9 "
Höhe der Handkurbelwelle über die Fussplatte	1,0 "
Anzahl der Arbeiter bei grösster Last	4
Druck pro Mann an der Kurbel	13 klgr.

Berechnung des Auslegers. (Fig. 22.)

Nachdem die lichte Weite des Auslegerkastens mit Rücksicht auf die nöthige Länge der Kettentrommel seiner Breite nach bestimmt und hiernach eine passende Dimension für die Höhe des Kastenquerschnittes angenommen, bestimme man durch Berechnung der Spannungen in den Gurtungen die erforderliche Blechdicke in denselben:

10000 klgr. Eigengewicht des Auslegers mit Schacht und
8000 „ ohne Schacht.

M Schwerpunkt des Auslegers.

Für den Querschnitt $\alpha \beta$ erhält man folgende Gl.:

$$20000 \cdot 900 + 8000 \cdot 300 = S \cdot 90 + D \cdot 90$$

$$20400000 = 180 \cdot S$$

$$113333 = S$$

Für den Querschnitt $\gamma \delta$:

$$20000 \cdot 700 + 3000 \cdot 340 = 150 \cdot S_1$$

$$15020000 = 150 S_1$$

$$S_1 = 100133 \text{ klgr.}$$

Für den Querschnitt $\varepsilon \xi$:

$$20000 \cdot 400 + 1200 \cdot 200 = S_2 \cdot 105$$

$$8240000 \text{ klgr.} = 105 S_2$$

$$78476 \text{ klgr.} = S_2.$$

Mit Rücksicht darauf, dass die Breite der Querschnitte, wie deren Höhe, constant abnimmt und zwar bei $\gamma \delta$: 130 ctm. und bei $\varepsilon \xi$: 90 ctm. beträgt, folgt, dass eine Blechstärke, da sie über 1,2 ctm. nicht gut genommen werden darf, nicht mehr genügt; desshalb lege man 2 Bleche von 1 ctm. Dicke übereinander, wodurch mit Einrechnung der Winkeleisen höchstens 20% an Festigkeit verloren gehen.

Für $\alpha \beta$ ergibt sich hiernach ein Festigkeitscoeff.

$$k = 443 \text{ pro } \square \text{ ctm.}$$

$$\text{Für } \gamma \delta: k_1 = 481 \text{ „ „}$$

$$\text{Für } \varepsilon \xi: k_2 = 545 \text{ „ „}$$

Die Seitenbleche nehme man, damit sie genügende Steifheit besitzen, zu 1,2 ctm. Dicke.

Die Bestimmung der Kräfte U , H und V geschieht durch folgende Gleichungen:

$$20000 \cdot 900 + 8000 \cdot 300 = U \cdot 400 = H \cdot 400$$

$$20400000 = 400 U = 400 H$$

$$51000 \text{ klgr.} = U = H$$

$V = 10000 + 20000 +$ der Gewichte der Aufzug- und Drehvorrichtung.

$$V = 10000 + 20000 + 2000 = 32000 \text{ klgr.}$$

Aus $U = 51000 \text{ klgr.}$ folgt für den Stützzapfen: (Fig. 23)

$$M = W k \quad K = 500.$$

$$51000 \cdot 0,7 d_z = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot 500$$

$$d_z^2 = \frac{0,7 \cdot 32 \cdot 51000}{3,14 \cdot 500} = 727 \quad d_z = 27 \text{ ctm.}$$

Hiernach ergibt sich ein Reibungsmoment für den Zapfen hervorgebracht durch:

I) den seitlichen Schub U , II) den Verticalschub V

$$M_1 = P_1 \cdot \frac{27}{2} = \left\{ \mu \cdot 51000 + \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot 32000 \right\} \frac{27}{2}; \mu = 0,1$$

$$M_1 = 7233 \cdot \frac{27}{2} = 97646 \text{ klgrctm.}$$

Der Frictionsrollenkranz habe 8 Rollen, wonach sich eine Druckvertheilung auf 2 benachbarte Rollen ergibt:

$$H^1 = \frac{H \sin 22^\circ 30'}{\sin 135^\circ} = \frac{H \sin 22^\circ 30'}{\cos 45^\circ}$$

$$H^1 = \frac{51000 \cdot 0,382}{0,707} = 27556 \text{ klgr.}$$

Bei Stellung des Auslegers, wie in Fig. 24 ist die Reibung der Rollen, a. an einer Berührungsstelle:

$$P_2 = \frac{\mu \cdot H^1}{12,5}; \mu = 0,08 \text{ („Hütte“ N. 131)}$$

= 176,4; an den 4 Berührungsstellen also:

$$4 P_2 = 705,6 \text{ klgr.}$$

Folglich wird das Moment der Reibung bezogen auf die Drehungsaxe:

$$M_2 = 705,6 \cdot (133 + 12,5) = 102664 \text{ klgrctm.}$$

$$M_c = M_1 + M_2 = 200310 \text{ klgrctm.}$$

Das Moment der Kurbel ist 2180 klgrctm.
woraus eine Uebersetzung von 1:92 folgt.

Bei 12% Reibungsverlust wird das in Rechnung zu bringende Uebersetzungsverhältniss: 1:103.

Erste Uebersetzung: 1:4,4 conische Räder.

Zweite Uebersetzung: 1:23,4 cylindrische Räder.

In der Folge soll stets folgende Formel zur Berechnung der Zahndimension gelten: (Hütte)

$$s = 0,59 \sqrt[3]{P} \text{ oder } t = 1,24 \sqrt[3]{P}, \text{ wo } P \text{ der Zahndruck ist,}$$

oder: $t = 0,46 \sqrt[3]{\frac{\text{Moment}}{\text{Zahnzahl}}}$, welche Formel eine Ableitung der vorhergehenden ist.

Conische Räder: $z_1 = 12$; $Z_1 = 53$.

$$t_1 = 0,46 \sqrt[3]{\frac{2180}{12}} = 2,6 \quad . \quad . \quad t = 3 \text{ ctm. gesetzt}$$

$$r_1 = 5,7 \text{ ctm. } K_1 = 25,3 \text{ ctm.}$$

Da der Kurbelwellendurchmesser auf Torsionsfestigkeit berechnet zu schwach wird, mache man ihn in den Lagerstellen 3,2 ctm. und sonst 4 ctm.

Durchmesser der zweiten Welle wird:

$$d_2 = 0,29 \sqrt[3]{M_2} = 0,29 \sqrt[3]{9610} = 6 \text{ ctm.}$$

$$z_2 = 12. \quad Z_2 = 281.$$

$$t_2 = 0,46 \sqrt[3]{\frac{9610}{12}} = 4,3 \text{ ctm.}$$

Da der Eingriff dieser beiden Räder vielleicht nicht immer ganz genau geschieht, mache man die Zahnhöhe etwas höher und dem entsprechend:

$$t = 4,5 \text{ ctm.}$$

$$r_2 = 8,6 \text{ ctm. } R_2 = 201 \text{ ctm.}$$

Die Zahnbreite = $2t$.

Für Berechnung der Armdimensionen nehme man folgende Formel:

$$\frac{\text{Moment}}{\text{Armzahl}} = \frac{1}{6} b h^2 k; \quad b = \frac{h}{5} \text{ u. } k = 200.$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{M 30}{A 200}} = 0,53 \sqrt[3]{\frac{M}{A}} \text{ in ctm.}$$

Bei Berechnung des Uebersetzungsverhältnisses der beiden cylindrischen Räder ist ausser Acht gelassen, dass der Hebelsarm, an dem die zur Drehung des Auslegers nöthige Kraft angreift, nicht R_2 , sondern $(R_2 - r_2)$ ist, was auch ohne merklichen Fehler geschehen konnte.

Berechnung des Aufzuges etc. etc.

Bei Anwendung von 2 Flaschenzugrollen erhält man eine zum Aufziehen der Last nöthige Kraft:

$$P_0 = \frac{1,06^2 (2,06 - 1)}{1,06^2 - 1} 20000 = 10908; \text{ abgerundet } P_0 = 11000 \text{ klgr.}$$

Durchmesser des Ketteneisens $d = 0,032 \sqrt{P_0} = 3,3$ ctm.

Breite des Kettengliedes . $b = 11,5$ ctm.

Durchmesser der Kettentrommel $D = 22 d = 72$ ctm.

woraus eine grösste Aufzughöhe von 12 mtr. sich ergibt, wenn die Trommellänge = 140 ctm. ist. Bei Berechnung des Moments der Trommelwelle muss die Dicke des Ketteneisens und der Umstand in Rechnung gezogen werden, dass sich die einzelnen Glieder nicht genau an den Trommelumfang anschmiegen:

$$D^1 = D + d + \varepsilon \approx 77 \text{ ctm.}$$

Trommelwellenmoment: $M_4 = P_0 \cdot \frac{77}{2} = 423500$ klgrctm.

Kurbelwellenmoment: $M_1 = 52,42 = 2184$ klgrctm.

$$\frac{M_4}{M_1} = 224$$

Das Uebersetzungsverhältniss ist folgendes:

$$1 : 6 \quad 1 : 6 \quad 1 : 6,22$$

Für geringere Belastung, etwa die halbe, wird Wechselübersetzung angewandt und zwar gebe man demgemäss dem Kurbelwellenrade und dem mit diesem zusammen arbeitenden Rade Halbmesser, welche sich verhalten wie: 1 : 3 und deren Summe = dem Abstand der beid. zugehörigen Wellen ist.

Bei Berechnung der Theilung t wird die Formel

$$t = 0,46 \sqrt[3]{\frac{M}{z}} \text{ angewandt,}$$

nur wird bei Wechselrädern, da nach dieser Formel die Zahn-dimension sehr klein ausfällt, ein Zuschlag von 0,5 ctm.* gegeben.

		z	Z	r	R	t
Erste Uebersetzung:	1 : 6	10	60	4,77	28,66	3
Zweite "	1 : 6	10	60	7,96	47,8	5
Dritte "	1 : 6,22	10	62	14,65	91,1	9,2
Wechselräderübersetzung:	1 : 3	21	63	8,36	25,07	2,5

Der Kurbelwellendurchmesser: $d_1 = 4$ ctm.

$$d_2 = 0,29 \sqrt[3]{\frac{M}{z}} = 0,29 \sqrt[3]{13104} = 6,8 \text{ ctm.}$$

$$d_3 = \text{ " " } = 0,29 \sqrt[3]{78624} = 12,7 \text{ ctm.}$$

$$d_4 = \text{ " " } = 0,29 \sqrt[3]{423500} = 22 \text{ ctm.}$$

Bestimmung der Zahnbreite und Armhöhe geschieht wie vorhin.

Sperrrad.

Anzahl der Zähne: $Z = 24$.

Wandelt man die Formel für Berechnung der Zahndimension: $t = 0,14 \sqrt[3]{P}$ (Hütte) in eine solche für gegeb. Moment und Zahnzahl um, so erhält man:

$$t = 0,5 \sqrt[3]{\frac{M}{z}} = 0,5 \sqrt[3]{\frac{13104}{24}} = 4 \text{ ctm.}$$

$$r = 15,3 \text{ ctm.}$$

Bremse.

Die Bremse sitzt, wie das Sperrrad, auf der 2. Welle: d_2 .

$$L = \frac{1,1 Q \cdot r}{(\tau - 1) R} \cdot \frac{l - l_1 \tau}{P} \quad (\text{Hütte})$$

Man setze: $\frac{l}{l_1} = \frac{10}{4}$, $\varphi = 0,7$, $\tau = 2,21$, $P = 12$, $R = 25$, so wird:

$$L = \frac{1,1 \cdot 13104}{1,2 \cdot 25} \cdot \frac{10 - 2,2 \cdot 4}{12} = 48 \text{ ctm.}$$

Für die Bremsbandspannung T erhält man:

$$T_{\max.} = \frac{1,1 \cdot \tau \cdot Q \cdot r}{(\tau - 1) R} = \frac{11 \cdot 2,21 \cdot 13104}{1,2 \cdot 25} = 1050 \text{ klgr.}$$

für Stahl: $k = 1000$ wird $F = 1 \text{ []ctm.}$

Breite = 3,3 ctm.

Dicke = 0,3 ctm.

C. Mueller.

Drehkrahne für einen Güterbahnhof

(Blechconstruction).

Tragfähigkeit des Krahns	= 200 ctr.
Ausladung (Drehmittel bis Haken) . . .	= 4,75 mtr.
Höhe der Leitrollenmittel über den Sockel .	= 5,10 „
Sockelhöhe (über Schienenoberkante) . . .	= 1,15 „
Höhe der Handkurbelwelle über den Boden	= 0,95 — 1,00 mtr.
Anzahl Arbeiter bei grösster Last . . .	= 4.
Druck pro Mann an der Kurbel	= 12,5 klgr.

Winde ausserhalb des Krahnkastens anzubringen, mit Bremse und Wechsel-Uebersetzung zu versehen. Drehvorrichtung für den ganzen Krahne mit Zahnkranz und Kurbelantrieb.

Berechnung des Trommeldurchmessers.

Wegen Anwendung von 2 losen Rollen ist die Spannung Q_1 in d. Kette, nach der Gleichung $Q = Q_1 \frac{\mu^{2n} - 1}{\mu^{2n} + 1 - \mu^{2n}}$ zu berechnen; ist der Coefficient $\mu = 1,1$ und die anhängende Last $Q = 10000 \text{ klgr.} = 200 \text{ ctr.}$, so ergibt sich die Zugkraft Q_1

= 3146 klgr.

Stärke des Ketteneisens $\delta = 0,032 \sqrt{Q_1}$. .	= 1,8 ctm.
Breite eines Kettengliedes $3,5 \delta$	= 6,3 „
Spielraum zwischen je 2 Gliedern	= 0,3 „
Höhe des Leitrollenmittel über der Schienen-	
kante $5,10 + 1,15 \text{ mtr.}$	= 6,25 mtr.
Erhebungshöhe des Hakens etwa = 6,25	
— 1,60 mtr.	= 4,65 „

Länge der aufzuwickelnden Kette $L = 4 \cdot 4,65$
mtr. = 18,60 mtr.
Anzahl der Umwindungen sei = 12 „
Länge der Kettentrommel $= 12 (3,5 \delta + 0,3)$ = 7,97 „
Nöthiger Trommelumfang = 1,55 „
Trommeldurchmesser D = 0,50 „

Berechnung der Räderübersetzung.

Lastmoment $= Q_1 \frac{D}{2} = 3146 \cdot 25$ = 78650 klgrctm.
10⁰/₀ für Zahnreibung in der Winde . . . = 7865 „
Totales Lastmoment = 86515 klgrctm.
Kraftmoment an der Kurbel $= 4 \cdot 12,5 \cdot 42$ = 2100 „
Nöthige Uebersetzung $i = \frac{86515}{2100}$ = etwa 40 „
Angenommen das Verhältniss $\frac{R}{r} = 8$ und
 $\frac{R_1}{r_1} = 5$, oder $\frac{R}{r} \cdot \frac{R_1}{r_1} = 40$.

Zahnräder	Moment	z	Z	r	R	t
1. Uebersetzung	2100	12	96	6,19	49,53	3,24
2. „	$2100 \frac{R}{r}$	12	60	$\underbrace{12,23}_{r_1}$	$\underbrace{61,14}_{R_1}$	6,4

$t_1 = 0,58 \sqrt[3]{\frac{2100}{12}} = 3,24 \text{ ctm.}$

$t_2 = 0,58 \sqrt[3]{\frac{2100 \cdot 8}{12}} = 6,4 \text{ „}$

Wechselrad auf der Zwischenwelle. Der Radius

des Wechselrades $r_2 = \frac{10 \cdot 6,4}{2 \pi}$ = 10,15 ctm.

Durchmesser der Kurbelwelle $d = 0,29 \sqrt[3]{2100}$ = 3,7 „
„ d. Zwischenwelle $= 0,29 \sqrt[3]{2100 \cdot 8}$ = 7,4 „
„ d. Trommelwelle $= 0,29 \sqrt[3]{86515}$ = 12,8 „

Berechnung der Säule.

Das Eigengewicht des Auslegers nebst Räder-

werk u. s. w. = 4000 klgr.

Die Ausladung des Schwerpunktes = g . = 160 ctm.

Höhe der Säule h = 200 „

Biegemoment $M = P_1 \cdot h = Q a + G g$. = 5550000 klgrctm.

Die Säule ist auf Biegung und auf Druck zu berechnen:

$$\frac{Q + G}{F} = k_1 \text{ (in Bezug auf Druck)}$$

$$M = W k_2 \text{ (in Bezug auf Biegung)}$$

folglich $k_1 + k_2 = \frac{Q + G}{F} + \frac{M}{W}$

es sei $k_1 + k_2 = 670 = \frac{14000}{F} + \frac{5550000}{W} = \frac{14000}{\frac{\pi}{4} D_1^2} + \frac{5550000 \cdot 32}{D_1^3 \cdot \pi}$

Nehmen wir nun versuchsweise $D_1 = 44$ an, so wird

$$670 = \frac{56000}{\pi \cdot 1936} + \frac{5550000 \cdot 32}{\pi \cdot 85184}$$

$$670 = 9,2 + 663,9 = \sim 670.$$

Soll nun eine massive Säule vom $D_1 = 44$ ctm. mit einer hohlen Säule gleiche Belastung aushalten, so müssen die Widerstandsmomente einander gleich sein, also

$$W_{\bullet} = W_{\odot}$$

$$\frac{\pi}{32} D_1^3 = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_{1a}^4 - D_{1i}^4}{D_{1a}} \right) \text{ es sei } D_{1i} = 0,7 D_{1a}$$

oder $85184 = \left(\frac{D_{1a}^4 - (0,7 D_{1a})^4}{D_{1a}} \right)$

hieraus $D_{1a} = \sqrt[3]{\frac{85184}{0,75}} = 48,4 \text{ ctm. (äusserer Durchmesser)}$

folglich $D_{1i} = 0,7 \cdot 48,4 = 33,88 \text{ „ (innerer „)}$

Berechnung des Drehmechanismus.

Seitendruck auf die Säule = $P_1 = \frac{G g + Q a}{200} = 27750 \text{ klgrctm.}$

Verticaldruck der Säule = $Q + G$. . . = 14000 „

Reibung an der Oberfläche der Säule (durch den Drehzapfen) $= \frac{2}{3} \mu \cdot r (Q + G) \mu = 0,7;$	}	
$= \frac{2}{3} \cdot 0,7 \cdot 7,4 (14000) \dots \dots \dots = 4835 \text{ klgrctm.}$		
Reibung zwischen der Säule und den unteren Leitrollen $= \frac{r}{R} \cdot \mu \frac{1}{2} D_1 \cdot P_1$		
$= \frac{1}{5} 0,7 \cdot 24,4 P_1 \dots \dots \dots = 9435 \text{ „}$		
Reibung zwischen der Säule und der oberen Leitrolle $= \frac{1}{4} \cdot 0,7 \cdot 24,4 P_1 \dots \dots \dots = 11792 \text{ „}$		
Summe der Reibungsmomente $\dots \dots \dots$		26062 klgrctm.
10% für Zahnreibung $\dots \dots \dots$		2606 „
Totales Reibungsmoment $\dots \dots \dots$		28668 klgrctm.
Radius des Zahnkranzes $R \dots \dots \dots$		90,0 ctm.
Zahndruck im Zahnkranz $\frac{28668}{90} \dots \dots \dots$		$= 318,5 \text{ klgr.}$
Moment der Triebwelle $\frac{R}{r} \cdot 318,5 = 9 \cdot 318,5$		$= 2866,5 \text{ klgrctm.}$
Kraftmoment (2 Mann) $2 \cdot 12,5 \cdot 42 \dots \dots \dots$		$= 1050 \text{ „}$
Nöthige Uebersetzung $\frac{2866,5}{1050} \dots \dots \dots$		$= 2,8.$
Erhält das kleine conische Rad = 10 Zähne, so bekömmst das grössere Rad = 28 Zähne	}	
$t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{2866,5}{10}}$		$= 3,7 \text{ ctm.}$
Die Radien der conischen Räder sind $R_1 = \frac{28 \cdot 3,7}{2 \pi}$		$= 11,5 \text{ „}$
$r_1 = \frac{10 \cdot 3,7}{2 \pi}$		$= 5,9 \text{ „}$
Die zugehörenden Wellen $= 0,29 \sqrt{2866,5}$		$= 4,1 \text{ „}$
$= 0,29 \sqrt{2866,5 \cdot \frac{R_1}{r_1}}$		$= 5,8 \text{ „}$
Durchmesser des Drehzapfens (Stahl) $=$ $0,09 \sqrt{P_1} \dots \dots \dots$		$= 14,8 \text{ „}$
Demnach der Halbmesser $r \dots \dots \dots$		$= 7,4 \text{ „}$
Nimmt man $\frac{R}{r} = 9$, so erhält der Zahnkranz 144 Zähne, der Kolben 16 Zähne.		
Die Theilung des Zahnrades $t = \frac{R 2 \pi}{z} = \frac{90 \cdot 2 \pi}{144} \dots \dots \dots$		$= 3,93 \text{ „}$

Sperrrad auf der Zwischenwelle.

Moment der Zwischenwelle $M = 2100 \cdot 8 = 16800$ klgrctm.
 Das Sperrrad erhalte 12 Zähne.

$$\text{Breite der Zähne} \leq \text{Theilung} = 0,58 \sqrt[3]{\frac{16800}{12}} = 6,8 \text{ ctm.}$$

$$\text{Radius des Sperrrades } R = \frac{12 \cdot 6,8}{2\pi} = 13 \text{ "}$$

Berechnung des Auslegers. (Querschnitt. Fig. 25.)

Nimmt man die Blechstärke = 1 ctm. an und berechnet das Trägheitsmoment J , bezogen auf die Axe Y , so ist

$$J = \frac{1}{12} (b \cdot h^3 - b_1 \cdot h_1^3 - 2 \cdot b_2 \cdot h_2^3 - 2 \cdot b_3 \cdot h_3^3) \quad \left\{ \begin{array}{l} b = 96 \quad h = 81 \\ b_1 = 80 \quad h_1 = 79 \\ b_2 = 6 \quad h_2 = 77 \\ b_3 = 1 \quad h_3 = 65 \end{array} \right.$$

$$J = \frac{1}{12} [96 \cdot 81^3 - 80 \cdot 79^3 - 12 \cdot 77^3 - 2 \cdot 65^3]$$

$$= \frac{1}{12} [51018336 - 45470766]$$

$$= \frac{1}{12} \cdot 5547570$$

$$= 462297,5.$$

$$\text{Widerstandsmoment } W = \frac{J}{e} = \frac{462297,5}{40,5} = 11415$$

$$M = Wk.$$

$$5550000 = 11415 \cdot k$$

$$k = \text{etwa } 480, \text{ was statthaft ist.}$$

Bremsen.

$$\text{Hebelübersetzung } \frac{L}{e} = 10.$$

$$\text{Spannung im Bremsband } t = p \cdot \frac{L}{e} = 35 \cdot 10 = 350 \text{ klgrctm.}$$

$$\text{Zu bremsendes Lastmoment} = 16800 \text{ "}$$

Nimmt man $\mu = 0,18$, den umspannten Bogen

$$\alpha = 270^\circ$$

$$\mu \alpha = 0,18 \cdot 4,7 = 0,84$$

$$e^{\mu \alpha} = 2,71^{0,84} = 2,31$$

so ergibt sich der Halbmesser der Bremsrolle

$$\varrho = \frac{M}{t(e^{\mu \alpha} - 1)} = \frac{16800}{350(2,31 - 1)} = 37 \text{ ctm.}$$

Frictionsrollen und Zapfen.

Seitendruck $P_1 \dots \dots \dots = 27750 \text{ klgrctm.}$

Stehen die Frictionsrollen unter einem Winkel von $\varphi = 45^\circ$ gegen einander, dann ist der Druck auf jeden einzelnen Zapfen:

$$\frac{P_1}{2} \cdot \frac{1}{\cos \frac{\varphi}{2}} = 13875 \frac{1}{0,92} = 15081 \text{ klgrctm.}$$

Die Zapfen sind auf Abscheerung beansprucht und bezeichnet D_1 den Durchmesser der Rolle und d_1 den Durchmesser des Zapfens, so ergibt sich mit $k = 300$ aus

$$2 \cdot \frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot k = 15081$$

$$d_1 = 5,65 \text{ ctm.}$$

Da nun bereits früher $\frac{d_1}{D_1} = \frac{1}{5}$ angenommen wurde, so ist

$$D_1 = 5 \ d_1 = 5 \cdot 5,65 = 28,25 \text{ ctm.}$$

Traverse.

Die Traverse (Fig. 26 und 27) ist auf Durchbiegung beansprucht, und zwar kann man annehmen, dieselbe sei an ihren beiden Endpunkten unterstützt und die Last wirke in der Mitte.

Nun ist

$$a' = \frac{b h_2^2 + b_1 h_1 (h + h_2)}{2 [b h - (b - b_1) h_1]}$$

$$a' = \frac{32 \cdot 3^2 + 9 \cdot 17 (20 + 3)}{2 [32 \cdot 20 - 23 \cdot 17]}$$

$$a' = 7,6 \text{ ctm.}$$

$$a'' = h - a' = 20 - 7,6 = 12,4 \text{ ctm.}$$

$$b = 32 \text{ ctm.} \quad h_1 = 17 \text{ ctm.}$$

$$b_1 = 9 \quad \text{„} \quad f = 4,6 \quad \text{„}$$

$$h_2 = 3 \quad \text{„}$$

Nun ist

$$J = \frac{1}{3} [b (a'^3 - f^3) + b_1 (f^3 + a''^3)]$$

$$= \frac{1}{3} [32 (7,6^3 - 4,6^3) + 9 (4,6^3 + 12,4^3)]$$

$$= 9656$$

$$W = \frac{J}{e} = \frac{9656}{12,4} = 778,8$$

$$M = 14000 \cdot \frac{47 \cdot 52}{99} = 345800$$

$$M = W \cdot k$$

$$k = \frac{M}{W} = \frac{345800}{778,8} = \text{etwa } 445$$

Reincke.

Quaikrahn mit gusseisernen Schildern und schmiedeeisernem Ausleger.

Programm:

Tragfähigkeit des Krahns	100 Ctr.
Ausladung (Drehsäulenmittel bis Haken)	5,25 mtr.
Höhe des obern Leitrollenmittels über dem Boden .	4,60 mtr.
Abstand des Drehsäulenmittels von der Quaimauer .	2 mtr.
Tiefster Wasserstand	2,5 mtr.
Anzahl der Arbeiter bei grösster Last	4
Druck per Mann an der Kurbel	12,5 klgr.

Der Krahn ist mit Drehvorrichtung, Bremse und Wechselübersetzung zu versehen.

Berechnung.

I. Krahn (Fig 28).

Es bezeichne

a die Ausladung des Krahns,

b die Höhe der festen Rolle über dem Boden,

h die Länge der Säule,

g den Abstand der Auslegertraverse vom Säulenmittel,

Q die Maximallast,

Q_1 das Gewicht des Auslegers,

Q_2 „ „ der Zugstangen,

Q_3 „ „ „ Winde,

A die Spannung in dem Ausleger,

Z „ „ „ den Zugstangen,

$P = P_1 = P_2$ die horizontalen Reactionen.

Es sei angenommen:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 800 \text{ klgr.} \\ Q_2 &= 200 \text{ klgr.} \\ Q_3 &= 2000 \text{ klgr.} \\ h &= 2 \text{ mtr.} \\ g &= 0,4 \text{ mtr.,} \end{aligned}$$

so folgt zunächst

$$t g \alpha = \frac{2,6}{4,25} \text{ u. hieraus } \alpha = 27^\circ$$

$$t g \gamma = \frac{4,85}{4,60} \text{ u. hieraus } \gamma = 46^\circ$$

$$\beta = 90^\circ - (\alpha + \gamma) = 17^\circ$$

$$P = P_1 = P_2 = a \frac{\left(Q + \frac{Q_1 + Q_2}{2} \right)}{h} = \frac{(5000 + 500) 5,25}{2} = 14450 \text{ klgr.}$$

Ausserdem wirkt noch eine Vertikalkraft auf den Zapfen von der Grösse

$$\begin{aligned} P_v &= P [t g (\alpha + \beta) - t g \alpha] + Q_3 \\ &= 14450 (t g 44^\circ - t g 27^\circ) + 2000 = 8647 \text{ klgr.} \end{aligned}$$

a. Säule (hohlcyllindrisch).

Lieugungsmoment:

$$P h = \frac{J}{a} \cdot k; \text{ und speciell für vollen Kreisquerschnitt}$$

$$P h = \frac{\pi}{32} d^3 k \sim \frac{d^3}{10} k \text{ also mit } k = 400$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{P h}{k} 10} = \sqrt[3]{\frac{14450 \cdot 2000 \cdot 10}{400}} \dots = 41,7 \text{ ctm.}$$

Bei einem Hölungsverhältniss von $\frac{d_i}{d_a} = 0,5$ ist dann

$$d_a = 1,022 d \dots = 43 \text{ ctm.}$$

$$d_i \dots = 21,5 \text{ ctm.}$$

b. Ausleger mit Traverse.

$$\text{Druckspannung } A = \frac{P}{\cos (\alpha + \beta)} = \frac{14450}{0,72} \dots \sim = 20070 \text{ klgr.}$$

$$\text{Länge des Auslegers } l = \frac{b}{\cos \gamma} = \frac{4,60}{0,7} \dots = 7 \text{ mtr.}$$

$$\text{Gesetzt } D_a = 0,04 l \dots = 28 \text{ ctm.}$$

so folgt

$$D_i^4 = D_a^4 - \frac{64 l^2 \cdot n \cdot A}{\pi^2 E} \text{ u. mit } n = 10 \text{ u. } E \dots = 1750000$$

$$D_i^4 = 614656 - \frac{64 \cdot 490000 \cdot 10 \cdot 20070}{1750000 \cdot 31} = 499282$$

$$D_i = \sqrt[4]{499282} = 26,6 \text{ ctm.}$$

also hiemit die Blechdicke $\delta = 0,7 \text{ ctm.}$, wofür jedoch aus praktischen Gründen

$$\delta \dots \dots \dots = 1 \text{ ctm.}$$

zu setzen ist und den Nietdurchmesser

$$d = 2 \delta \dots \dots \dots = 2 \text{ ctm.}$$

so dass die Nietenzahl n mit $k = 400$

$$n = \frac{20070 \cdot 4}{4 \cdot 3,14 \cdot 400} \dots \dots \dots = 15 \text{ ctm.}$$

beträgt.

Für die Traverse werde T-förmiger Querschnitt (Fig. 29) gewählt und mit Rücksicht auf proportionirten Anschluss die Dimensionen wie folgt angenommen:

$$h = 24, \quad b = 24, \quad a = 6, \quad d = 4 \text{ ctm.}$$

Untersuchen wir ihre spezifische Spannung:

$$e = \frac{1}{2} \frac{a h^2 + (b-a) d^2}{a h + (b-a) d} = \frac{1}{2} \frac{6 \cdot 24^2 + 18 \cdot 16}{144 + 18,4} \dots \dots = 8,66 \text{ ctm.}$$

$$e_1 \dots \dots \dots = 15,33 \text{ „}$$

$$J = \frac{1}{3} [b e^3 + a e_1^3 - (b-a) f^3]$$

$$= \frac{1}{3} [24 \cdot 649,5 + 6 \cdot 2368,74 - 18 \cdot 101,58] \dots = 9334$$

$$\frac{Pl}{2} = \frac{Jk}{a} \cdot \text{Hierin ist, da der Abstand der Krahnschilder} = 74 \text{ ctm.}$$

und der Durchmesser des Traversenschaftes $= 22 \text{ ctm.}$ beträgt, $l = 26 \text{ ctm.}$ Aus

$$k = \frac{P \cdot l \cdot a}{2 \cdot J} = \frac{20070 \cdot 26 \cdot 15,33}{2 \cdot 9334} \text{ folgt } k = 440 \text{ klgr. was statthaft ist.}$$

Der Bolzen der Traverse ergibt sich aus $\frac{d^2 \pi k}{4} = \frac{P}{2}$ mit $k = 350$

$$d = \sqrt{\frac{10035 \cdot 4}{3,14 \cdot 350}} \dots \dots \dots = 6 \text{ ctm.}$$

c. Zugstangen.

Die Spannung in jeder Zugstange ist

$$z_1 = \frac{P}{2 \cos \alpha} = \frac{14450}{2 \cdot 0,89} \dots \dots \dots = 8118 \text{ klgr.}$$

der Durchmesser derselben ergibt sich mit $k = 400$

$$d = \sqrt[3]{\frac{Z_1 \cdot 4}{k \pi}} = \sqrt[3]{\frac{8118 \cdot 4}{400 \cdot 3,14}} \dots \dots \dots = 5 \text{ ctm.}$$

d. Stützzapfen und dessen Traverse.

$$\text{Bieugungsmoment: } P \frac{l}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 k$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi k} \cdot \frac{l}{d} P} = \sqrt[3]{\frac{16}{3,14 \cdot 800} \cdot \frac{3}{2} \cdot 14450} \dots \dots = 12 \text{ ctm.}$$

wenn $\frac{l}{d} = \frac{3}{2}$ und $k = 800$ für Gussstahl gesetzt wird.

Bieugungsmoment der Traverse für rechteckigen Querschnitt

$$P \frac{l}{4} = \frac{J}{a} k = \frac{b h^2}{6} \cdot k. \text{ Hieraus ist für } b = 20$$

$$h = \sqrt[4]{\frac{P \cdot l \cdot 6}{4 \cdot k \cdot b}} = \sqrt[4]{\frac{14450 \cdot 74 \cdot 6}{4 \cdot 400 \cdot 20}} \dots \dots \dots = 14,1 \text{ ctm.}$$

II. Winde mit Flaschenzug.

$$\text{Tragfähigkeit des Krahns } Q \dots \dots \dots = 5000 \text{ klgr.}$$

Der Flaschenzug erhält eine feste und eine lose Rolle und folgt also mit $n = 2$, $\alpha = 1,1$ die Kettenspannung

$$P = Q \cdot \frac{\alpha^n (\alpha - 1)}{\alpha^n - 1} = \frac{5000 \cdot 0,121}{0,21} \dots \dots \dots = 2880 \text{ „}$$

Dicke des Ketteneisens

$$\delta = 0,032 \sqrt{P} = 0,032 \sqrt{2880} \dots \dots \dots = 1,7 \text{ ctm.}$$

$$\text{Aufzuwickelnde Kettenlänge } (4,6 + 2,5 - 1) 2 = 12,2 \text{ mtr.}$$

Dimensionen eines Kettengliedes:

$$\text{Breite } b = 3,5 \delta \dots \dots \dots = 6 \text{ ctm.}$$

$$\text{Länge } l = 4,5 \delta \dots \dots \dots = 7,7 \text{ ctm.}$$

$$\text{Durchmesser der Kettentrommel} = 22 \delta \dots \dots = 37,4 \text{ ctm.}$$

$$\text{Anzahl der Windungen } \frac{1220}{117} \dots \dots \dots = 10,4$$

$$\text{Mit 0,5 ctm. Spielraum zwischen je zwei Ketten-} \\ \text{gliedern resultirt die Trommellänge } L = 10,5 \cdot 6,5 = 68 \text{ ctm.}$$

Räderübersetzung.

$$\text{Theoretisches Lastmoment } P \cdot R = 2880 \cdot 18,7 = 53856$$

woraus eine zweifache Uebersetzung folgt.

Werden 5% Reibungsverluste per Axe angenommen, d. i. total 15%, so ergibt sich

$$\text{effectives Lastmoment } \frac{P \cdot R \cdot 100}{85} \dots \dots \dots = 63360 \text{ klgrctm.}$$

Kraftmoment an der Kurbel mit einer Kurbel-

länge $l = 40$ ctm. $4 \cdot 40 \cdot 12,5 \cdot \cdot \cdot \cdot = 2000$ klgrctm.

Totale Räderübersetzung $\frac{63360}{2000} \cdot \cdot \cdot \cdot = 32$

Diese Uebersetzung vertheilt sich auf zwei Räderpaare. Bezeichnet i_1 die Uebersetzung von der Kurbelwelle auf die Zwischenwelle, i_2 die Uebersetzung von der Zwischenwelle auf die Trommelwelle, so ist $i_1 \cdot i_2 = 32$ und kann $i_1 = 6$, $i_2 = 5,4$ gesetzt werden.

Eine zweite Uebersetzung i_3 von der Kurbelwelle auf die Zwischenwelle ist für kleinere Lasten etwa in max. bis $\frac{Q}{2}$ anzuordnen und ist, da i_2 constant bleibt, $i_3 = 3$.

Auf der Kurbelwelle sitzen 2 Getriebe α u. β , welche mit den Rädern der Zwischenwelle A bzw. B in Eingriff kommen. Von hier aus transmittirt das Rad γ auf das Rad Γ der Trommelwelle.

α und A bewirken Maximalübersetzung.

β „ B „ Minimalübersetzung.

Der Abstand der Zwischenwelle von der Kurbelwelle beträgt der Zeichnung zufolge $\cdot \cdot \cdot \cdot = 56$ ctm.
der Abstand der Trommelwelle von der Zwischenwelle $= 85$ „

Wellen.

Nach der Formel $d = 0,29 \sqrt[3]{V_m}$ für Torsionswellen zu berechnen.

1. Kurbelwelle $d = 0,29 \sqrt[3]{2000} = 3,66$ } $\cdot \cdot \cdot = 4,3$ ctm.
Zuschlag $= 0,6$

2. Zwischenwelle $d = 0,29 \sqrt[3]{12000} \cdot \cdot \cdot \cdot = 6,6$ „

3. Trommelwelle $d = 0,29 \sqrt[3]{32 \cdot 2000} \cdot \cdot \cdot \cdot = 11,6$ „

Flaschenzug.

Für den Rollendurchmesser ist $d = 22 \delta \cdot \cdot \cdot = 37,4$ ctm.
Durchmesser des Bolzen (beansprucht auf Abscheerung) der festen Rolle

$$d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{2 \pi S_0}} = \sqrt{\frac{20070 \cdot 5}{2 \cdot 3,14 \cdot 400}} = \sim 5,5$$

der losen Relle:

$$d = \sqrt{\frac{5000 \cdot 4}{3,14 \cdot 2 \cdot 400}} \sim 3, \text{ wofür ebenfalls } 5,5 \text{ gesetzt werden soll.}$$

1. Widerstand des Spurzapfen

$$W_1 = \frac{2}{3} \mu P_v \frac{r}{\Delta} + \mu_1 P_h \frac{r}{\Delta} \quad (\text{mit } \mu = 0,18 \text{ u. } \mu_1 = 0,07)$$

$$= \frac{2}{3} 0,18 \cdot 8647 \cdot \frac{6}{82} + 0,07 \cdot 14450 \cdot \frac{6}{82} = 76 + 74 = 150 \text{ klgr.}$$

2. Widerstand der Rollenzapfen

$$W_2 = 2 \cdot N \mu_1 \cdot \frac{r}{R_2} \cdot \frac{R_1}{\Delta} = 2,8305 \cdot 0,07 \cdot \frac{6}{10} \cdot \frac{21,5}{82} = 183 \text{ klgr.}$$

3. Widerstand der Rollen (bei rollender Reibung $f = 0,055$)

$$W_3 = 2 N \cdot \frac{f}{R_2} \cdot \frac{R_1}{\Delta} = \frac{2 \cdot 8305 \cdot 0,055 \cdot 21,5}{10 \cdot 82} = 24 \text{ klgr.}$$

$$\text{Total } W = W_1 + W_2 + W_3 = 360 \text{ klgr.}$$

$$\text{Lastmoment} = 8 \cdot 360 = 2880$$

Da die Bedienung durch 2 Arbeiter erfolgen soll und $l = 30$ ist, so folgt

$$\text{Kraftmoment} = 30 \cdot 2 \cdot 12,5 = 750$$

$$\text{Uebersetzung} = \frac{2880}{750} = 4.$$

$$\text{Radius der conischen Räder} = \varepsilon \text{ u. } E.$$

Rädertabelle.

Rad	Radius in Centimetern	Moment	Theilung $t = 0,178 \sqrt{\frac{m}{z}}$	Zahnzahl
α	8	2000	2,8	18
A	48	12000		108
β	14	2000	2,1	42
B	42	6000		126
γ	12,5	12000	5,5	14
Γ	67,5	64000		76
δ	8	2880	3,4	15
Δ	82			154
ε	5	750	2,2	14
E	20	2880		56

D. Lampe.

Schmiedeiserner Giessereikrahn (Fig. 30)

(Blechconstruction).

Tragfähigkeit des Krahns, $Q = 160$ Ctr. . . = 8000 klgr.

Ausladung a = 6,50 mtr.

Höhe vom Boden bis Oberkante des Auslegers = 5,40 „

Anzahl der Arbeiter bei grösster Last . . = 4.

Druck pro Mann an der Kurbel = 13 klgr.

Nimmt man an, es betrage die Höhe vom Boden bis an die Unterzüge, an welchen der Krahn befestigt werden soll h . . = 6 mtr.

Schätzt man ferner das Krahngewicht G . = 8000 klgr.

so hat man zunächst die Lagerreactionen P und P_1 zu berechnen.

Für diese Berechnung kann man zur Sicherheit annehmen, als ob die Last Q ganz am Ende des Auslegers wirke, obwohl dies eigentlich nicht der Fall ist.

Nimmt man ferner an, es sei der Abstand des Kraftschwerpunktes von der Säulenmittellinie g = 2,00 mtr.;

so ergibt sich folgende Gleichgewichtsbedingung:

$h \cdot P = P_1 \cdot h = a + G g$ und somit

$$P = P_1 = \frac{Q a + G g}{h} = \frac{8000 (650 + 200)}{600}$$

$$= 11333 \sim \dots = 11350 \text{ klgr.}$$

Ferner wird $P_2 = G + Q$ = 16000 „

1. Berechnung der Krahnsäule (Fig. 31).

Nimmt man schätzungsweise den Hebelsarm

der Kraft P bis zum Auslegermittel . = 100 ctm.

so ergibt sich für die Säule das biegende Moment

$$M b = 11350 \cdot 100 \dots = 1135000 \text{ klgrctm}$$

Es kommt somit auf je einen Säulenträger

das biegende Moment von $\frac{Mb}{2} \dots = 567500 \text{ klgrctm.}$

Nimmt man einen Querschnitt von den

Dimensionen (Fig. 31) an, und eine zu-

lässige Spannung pro $\square\text{ctm.}$ von $k \dots = 500 \text{ klgr.}$

so ist zu sehen, ob dieser Querschnitt ge-

nügende Sicherheit gegen Biegung leistet.

Es wird nun:

$$J = \frac{1}{12} (14 \cdot 35^3 - 3 \cdot 33^3 - 8 \cdot 31^3 - 2 \cdot 19^3)$$

$$= \frac{7}{6} \cdot 35^3 - \frac{1}{4} \cdot 33^3 - \frac{2}{3} \cdot 31^3 - \frac{1}{6} \cdot 19^3$$

$$= 50022 - 8984 - 19860 - 1143 = 20035$$

$$W = \frac{20035}{17,5} = 1150 \quad k = \frac{567500}{1150} = 494 \text{ klgr.}$$

2. Berechnung des Auslegers. (Fig. 32.)

Das Moment für den gefährlichsten Quer-

schnitt wird: $M = 8000 \cdot 250 \dots = 2000000 \text{ klgrctm.}$

auf je einen Träger kommt somit das

Moment von $\frac{M}{2} \dots = 1000000 \quad "$

Gibt man dem Träger an der gefährlichsten Stelle den Querschnitt (Fig. 32), so wird:

$$J = \frac{1}{12} (14 \cdot 53^3 - 3 \cdot 51^3 - 8 \cdot 49^3 - 2 \cdot 37^3)$$

$$= \frac{7}{6} \cdot 53^3 - \frac{1}{4} \cdot 51^3 - \frac{2}{3} \cdot 49^3 - \frac{1}{6} \cdot 37^3$$

$$= 173691 - 33163 - 78432 - 8442 = 53654$$

Dann wird

$$W = \frac{53654}{26,5} \dots = 2024$$

Diesem entspricht ein

$$k = \frac{M}{W} = \frac{1000000}{2024} \dots = 493 \text{ klgr. pro } \square\text{ctm.}$$

3. Berechnung der Strebe. (Fig. 33.)

Es wird zunächst die Kraft $Q' = G' + \frac{570 \cdot 8000}{320}$.

Nimmt man das Gewicht des Auslegers $G' = 3000$ klgr.
so wird $Q' = 3000 + 14250 \dots = 17250$ „

Es wird nun die Kraft in der Richtung der Strebe:

$$2 \cdot S = \frac{Q'}{\frac{500}{593}} = \frac{17250 \cdot 593}{500} = 20458 = \sim 20460$$

Die Kraft, welche in einem Strebenträger wirkt: $S = 10230$.

Das erforderliche Trägheitsmoment ist nach der Formel zu bestimmen:

$$n \cdot S = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2} \text{ oder } J = \frac{n S \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E}$$

Man hat nun zu setzen:

$$n = 7; S = 10230; \pi^2 = 9,87; E = 1750000;$$

$$l^2 = 320^2 + 500^2 = 352400,$$

$$\text{so wird das nöthige } J = \frac{7 \cdot 10230 \cdot 352400}{9,87 \cdot 1750000} \dots = 1461$$

Macht man den Querschnitt von den Dimensionen (Fig. 33),
so wird

$$J = \frac{2,6 \cdot 18^3}{12} + \frac{215^3}{12} + \frac{12 \cdot 3^3}{12} + \frac{18,4 \cdot 1}{12} - \frac{4,6}{12} (11^3 - 7^3) \\ = 1264 + 562 + 27 + 1,5 - 378 \dots = 1477.$$

4. Bestimmung der Zapfen.

Horizontaler Druck auf den oberen Zapfen $P = 11350$ klgr.

Setzt man $k = 600$ und $l = 1,4 d$, so wird

(für Gussstahl)

$$d = 0,11 \sqrt{P} = 12 \text{ ctm.}$$

$$l = 17 \text{ „}$$

Dieser Durchmesser genügt auch für den unteren Zapfen,
wenn man annimmt, dass der Druck pro $\square$ ctm. 160 klgr. nicht
übersteigen soll.

5. Berechnung der Aufzugsvorrichtung. (Fig. 34.)

$$\text{Es wird } P_1 = \frac{Q}{1 + \frac{1}{\alpha}} = \frac{8000}{1 + \frac{1}{1,062}} = \frac{8000}{1,942} = 4120 \text{ klgr.}$$

Schlagen wir für jede der beiden Leitrollen

$$\text{ebenfalls 120 klgr. zu } \dots = \frac{240}{\dots} \text{ „}$$

$$\text{so wird der Zug an der Kette } P \dots = 4360 \text{ klgr.}$$

4*

Dann wird die nöthige Ketteneisenstärke

$$\delta = 0,032 \sqrt{P} = 2,1 \text{ ctm.}$$

$$\text{Kettengliedlänge } l = 4,6 \delta = 9,66 \text{ „}$$

$$\text{Kettengliedbreite } b = 3,5 \delta = 7,35 \text{ „}$$

$$\text{Baulänge } \lambda = 5,2 \delta = 10,92 \text{ „}$$

Durchmesser der Kettentrommel u. Führungs-

$$\text{rollen circa } 21 \cdot \delta = 44 \text{ „}$$

$$\text{Entfernung der Einschnitte } w = 3,5 \delta + 1 = 8,4 \text{ „}$$

$$\text{Länge der Kettentrommel} = 60 \text{ „}$$

Lastmoment an der Trommelwelle

$$M_q = 22 \cdot 4360 = 95920 \text{ klgrctm.}$$

Kraftmoment bei 4 Mann à 13 klgr. und einer Kurbellänge von 45 ctm.

$$M_p = 4 \cdot 13 \cdot 45 = 2340 \text{ „}$$

$$\text{Es wird nun } i = \frac{95920}{2340 \cdot 0,85} = 48 = \frac{R}{r} \cdot \frac{R_1}{r_1} = 8,6$$

$$\text{Moment an der Kurbelwelle} = 2340 \text{ klgrctm.}$$

$$\text{Moment an der Zwischenwelle} = 17800 \text{ „}$$

$$\text{Moment an der Trommelwelle} = 95920 \text{ „}$$

$$d_1 = 0,29 \sqrt[3]{2340} = 3,85; \text{ hier muss man einen}$$

$$\text{Zuschlag machen, dann wird } d_1 = 4,5 \text{ ctm.}$$

$$\text{Ferner wird } d_2 = 0,29 \sqrt[3]{17800} = 7,6 \text{ „}$$

$$d_3 = 0,29 \sqrt[3]{95920} = 13,3 \text{ „}$$

Für das erste Räderpaar wird: $i = 8$,

nimmt man $z = 12$,

$$\text{so wird } t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{2340}{12}} = 3,4 \text{ „}$$

Dann wird: $\alpha = 1,6 \text{ ctm.}$, $\gamma = 2,4 \text{ ctm.}$, $\beta = 8 \text{ ctm.}$, $r = 6,5 \text{ ctm.}$,

$$Z = 8 \cdot 12 = 96, \quad R = 8 \cdot 6,507 = 52 \text{ ctm.}, \quad A = 6.$$

Für das zweite Räderpaar ist: $i = 6$,

nimmt man $z_1 = 12$,

$$\text{so wird } t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{17,800}{12}} = 6,7 \text{ ctm.}$$

Dann wird: $\alpha = 3,2 \text{ ctm.}$, $\beta = 16 \text{ ctm.}$, $\gamma = 4,8 \text{ ctm.}$, $r_1 = 12,8$

$$\text{ctm.}, \quad Z_1 = 72, \quad R_1 = 6 \cdot 12,8 = 76,8 \text{ ctm. und } A = 6.$$

Wechselgetriebe.

Die Krahnwinde soll ein Wechselgetriebe erhalten, so dass das betreffende Kraftmoment gerade hinreicht, um die halbe Last zu heben; dann wird $i = 4$.

Nun ist die Entfernung der beiden Achsen $E \begin{cases} r = 6,5 \text{ ctm.} \\ R = 52 \text{ „} \end{cases}$
 $\hline 58,5 \text{ ctm.}$

Es wird somit:

$$r_2 = \frac{1}{5} \cdot 58,5 \text{ ctm.} = 11,7 \quad \text{und} \quad R_2 = \frac{4}{5} \cdot 58,5 = 46,8 \text{ ctm.}$$

Es wird nun:

$$t = 0,178 \sqrt[3]{\frac{2340}{11,7}} = 2,54 \text{ ctm.}$$

Dann wird:

$$\alpha = 1,2 \text{ ctm.}, \quad \gamma = 1,8 \text{ ctm.}, \quad \beta = 5 \cdot \alpha = 6 \text{ ctm.}; \quad z_2 = 29, \\ Z_2 = 4 \cdot 29 = 116.$$

Nehmen wir für das Sperrrad $Z = 16$, so wird:

$$t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{12000}{16}} = 5,3 \text{ ctm.}$$

dann wird

$$\begin{aligned} r &= 13,5 \text{ „} \\ \gamma &= \text{circa } 0,5 t = 2,5 \text{ „} \\ \beta &= 5 \text{ „} \end{aligned}$$

Für die rückgängige Bewegung ist $M_2 = 12000 \text{ klgrctm.}$

Berechnung der Bremse.

Für die rückgängige Bewegung ist das Moment

an der Zwischenwelle $M \dots \dots \dots = 12000 \text{ klgrctm.}$

Nimmt man den Durchmesser der Bremsscheibe $= 60 \text{ ctm. an,}$

so ist die am Umfang wirkende Kraft $P = \frac{12000}{30} = 400 \text{ klgr.}$

Sind nun T_1 u. T_2 die beiden Spannungen in dem Bremsband, so ist $T_1 = T_2 e^{\mu \alpha}$

Setzt man nun $\mu = 0,18$ u. $\alpha = 0,7 \cdot 2 \pi$, so wird $e^{\mu \alpha} = 2,21$.

Es muss nun $T_1 - T_2 = 400$ sein, also $T_2 (2,21 - 1) = 400$

somit $T_2 = \frac{400}{1,21} \dots \dots \dots = 330 \text{ klgr.}$

Nimmt man ein Hebelverhältniss von $\frac{1}{13}$ an,

so wird der nöthige Druck auf den Hebel

$$T_1 = 2,21 \cdot 330 \cdot \dots = 729 \text{ klgr.}$$

$$P = \frac{330}{13} = 26 \text{ klgr.}$$

Es muss nun $\delta \cdot \beta \cdot k = 729$ sein.

Nimmt man $k = 300$ und $\delta = 0,1 \beta$,

so wird $\delta = \sqrt[3]{0,243} = 0,5 \text{ ctm.}$ und $\beta = 10 \cdot 0,5 = 5 \text{ ctm.}$

Berechnung der Leitrollenwellen (Fig. 34).

Macht man die Nabe der Rolle = 20 ctm. lang, so wird das biegende Moment

$$Mb = 18 \cdot 3125 \cdot \dots = 56250 \text{ klgr.}$$

setzt man $k = 600$, so wird

$$d \cdot \dots = 9,8 \text{ ctm.}$$

$$\text{Zapfendurchmesser } dz \cdot \dots = 7,2 \text{ „}$$

$$b = 2 \cdot dz \cdot \dots = 14,5 \text{ „}$$

Berechnung der Katze. (Fig. 36.)

Wagenrollendurchmesser ca. $5 \cdot dz = D \cdot \dots = 35 \text{ ctm.}$

Widerstand der Zapfenreibung =

$$W_1 = n \frac{dz}{D} \cdot Q = 0,075 \cdot \frac{7,2}{35} \cdot 8000 \cdot \dots = 123 \text{ klgr.}$$

Widerstand der rollenden Reibung =

$$W_2 = f \cdot \frac{Q}{R} = \frac{1}{20} \cdot \frac{8000}{17,5} \cdot \dots = 23 \text{ klgr.}$$

$$W' \quad \underline{\quad 146 \text{ klgr.} \quad}$$

Für die vordere Leitrolle wird $Q_1 = \frac{4000}{\cos 45^\circ} = \frac{4000}{0,71} = 5630 \text{ klgr.}$

$$\text{Zapfenreibung} = 0,075 \cdot \frac{9,8}{44} \cdot 5630 \cdot \dots = 94 \text{ „}$$

Zuschlag für Kettenreibung an den Gliedern und
am Rollenrand $\cdot \dots = 46 \text{ „}$

Gesamtwiderstand gegen Drehung der vorderen

$$\text{Rolle } W'' \cdot \dots = 140 \text{ klgr.}$$

$$\text{somit } P_1 = \alpha P_0; \alpha = \frac{P_1}{P_0} = \frac{4000}{3860} \cdot \dots = 1,04$$

Für die mittlere Rolle wird die Zapfenreibung

$$= \frac{0,075 \cdot 8000 \cdot 5}{44} \cdot \dots = 68 \text{ „}$$

Zuschlag für die Kettenreibung an den Gliedern
 und am Rollenrand = 46 klgr.
 Gesamtwiderstand W''' = 114 klgr.
 Für die hintere Wagenrolle wird
 $P_3 = \alpha \cdot P_2 = 1,04 \cdot 4114$ = 4280
 P_2 = 4114
 Gesamtwiderstand W'''' = 166 klgr.
 Gesamtwiderstand gegen Verschiebung des Wagens =
 $W = 146 + 140 + 114 + 166 = 566$, rund . = 570 „
 Zug in einer Zahnstange = 285 „
 somit wird $t = 0,178 \sqrt{285} = 3$ ctm. $\alpha = 1,4$ ctm. $\gamma = 2,1$ ctm.
 $\beta = 7$ ctm.

Wird $z = 12$ gemacht, so wird $r = 5,7$ ctm.

Moment an der Schneckenwelle $M_q = 570 \cdot 5,7 = 3249$ klgrctm.
 Mit Rücksicht auf die Zahn- und Axenreibung

$$M_{qe} = \frac{3249}{\eta} = \frac{3249}{0,90} = 3610 \text{ klgrctm.}$$

Kraftmoment $M_p = 20 \cdot 9 = 180$ „

Nimmt man für die Schnecke $Z_1 = 1$;

$tg \beta_2 = 0,1$, so wird $\frac{1}{\eta} = 2,54$.

Es wird nun $Z_2 = \frac{M_{qe}}{M_p} Z_1 \frac{1}{\eta} = \frac{3610}{180} 1 \cdot 2,54 = 50$;

$$R_2 = 19,1 \text{ ctm.}$$

$t = 2,4$ ctm.; $\alpha = 1,1$ ctm.; $\gamma = 1,65$ ctm.

$\beta = 5,5$ ctm.

$$r_1 = R_2 \frac{Z_1}{Z_2} \frac{1}{tg \beta_2} = 19,1 \cdot \frac{1}{50} \cdot \frac{1}{0,1} = 3,82.$$

Durchmesser der Schneckenrolle $d = 0,29 \sqrt[3]{3610} = 4,5$ ctm.

Leonhard Kern.

Fahrbarer Eisenbahnkrah. (Fig. 37.)

Tragfähigkeit des Krahns = 70 Ctr. = 3500 klgr.
 Ausladung = 5,80 mtr.
 Höhe des oberen Leitrollenmittels über der Schienen-
 oberkante = 6,30 „

Spurweite (Mittel auf Mittel Schiene)	= 1,50 mtr.
Radstand	= 2,50 „
Anzahl der Arbeiter bei grösster Last	= 4.
Druck pro Mann an der Kurbel	= 12,5 klgr.

Die Hauptwinde ist mit Bremse und Wechselgetriebe versehen.

Ausserdem ist ein Rädervorgelege zum Wenden und Fahren des Krahns vorhanden.

Theorie.

Voraussichtlich wird die Inanspruchnahme des Rollkranzes bei der Drehung des eigentlichen Krahns resp. Obergestells am grössten sein, wenn die Belastung Q ihr Max. erreicht. Bezeichnet man mit G_1 das Gewicht des Obergestells mit Allem, was darauf befestigt ist, und G_2 das Gewicht des Untergestells, so ist das totale Gewicht des Krahns $G = G_1 + G_2$. Sieht man nun das Gewicht des Untergestells oder das Untergestell überhaupt als ein festes System an, so wird zunächst ein Kippen um α stattfinden wollen, hier also das Kräftepaar ein Rechtsdrehendes sein.

Nimmt man nun ferner an, dass der Schwerpunkt von G_1 und G_2 in die Drehachse fällt, und der äusserste Durchmesser des Rollkranzes mit d bezeichnet ist, sowie die Auslage mit q , entsprechend der Maximalbelastung Q_1 so ist das Moment des Kräftepaars:

$$Q \left(q - \frac{d}{2} \right) - G_1 \frac{d}{2}.$$

Dies muss durch ein entgegengesetzt drehendes aufgehoben werden, dessen Kraft durch das Gewicht des Untergestells repräsentirt wird.

Aus dem Obigen geht nun hervor, dass, da zwischen den Rollen und der oberen horizontalen Rollkranzrippe ein kleiner Spielraum bestehen muss, das Kippen wirklich stattfindet und daher die 2 Rollen bei β mit der Kraft:

$$\frac{Q \left(q - \frac{d}{2} \right) - G_1 \frac{d}{2}}{d}$$

dagegen die Rollen bei α mit dem Gewichte:

$$Q + G_1$$

gedrückt werden. Um also dieses Rippen zu verhindern, muss:

$$Q \left(q - \frac{d}{2} \right) - G_1 \frac{d}{2} = 0 \text{ sein.}$$

Soll nun das ganze Obergestell mit der Maximallast Q gedreht werden, so muss:

$$P = \frac{(\mu r + f)}{R} Q \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{J \cdot K}$$

sein, wobei $\frac{\mu r + f}{R} Q$ gleich der Kraft zum Fortbewegen eines Wagens auf ebener Bahn (rollende Reibung), r_1 der Radius des als Zahnkranz fungirenden Zahnrades, welches durch die zwei Stiftbolzen mit dem Untergestelle gleichsam zum festen System gemacht, r_2 der Radius des konischen Zahnrades auf der Schwungradachse, J die Uebersetzungszahl von r_1 auf r_2 und K die Kurbellänge bedeutet. Was nun die Stabilität des Krahns anbetrifft, so muss er belastet in Bezug auf γ im Gleichgewicht sein. Also:

$$Q \left(q - \frac{g}{2} \right) - G \frac{g}{2} = 0$$

unter g die Spurweite des Schienengeleises verstanden. Sollte der Fall eintreten, dass der Krahnen unbelastet in Bezug auf δ im Gleichgewicht sein soll, so muss, wenn vielleicht X mit dem Hebelsarm die verursachende Kraft ist, die Bedingung stattfinden:

$$X \left(x - \frac{g}{2} \right) - G \frac{g}{2} < 0.$$

Berechnung der Winde.

Nimmt man als mittleren Werth des Widerstandscoefficienten $\mu = 1,1$ an, so ergibt sich für den Zug in der Kette bei einer losen Rolle

$$P = 1,1 \frac{Q}{2} = 1,1 \cdot 1750 = 1925 \text{ klgr.}$$

Ketteneisenstärke $\delta = 0,032 \sqrt{1925}$	=	1,4	ctm.
Breite eines Kettengliedes nebst Spielraum $3,5 \delta + 0,5$	=	5,4	„
Ungefähr aufzuwickelnde Kettenlänge	=	12	mtr.
Durchmesser der Kettentrommel wird angenommen D	=	44	ctm.
Umfang der Trommel πD	=	138,23	„
Anzahl der Windungen $= \frac{1200}{138,23}$	=	8,6	
Trommellänge $8,6 \cdot 5,4$	=	46,44	„

Räderübersetzung.

Das Lastmoment ist $P \left(\frac{D + \delta}{2} \right) = 4369 \cdot 7,5 \approx 43698 \text{ klgrctm.}$

Mit Rücksicht auf die Zahnreibung wird das Moment wenn $\mu = 1,1$ gesetzt $L = \mu P \left(\frac{D + \delta}{2} \right) = 48067 \cdot 8 \sim 48068 \text{ klgrctm.}$

Werden an der Kurbel 4 Mann beschäftigt und ist der Druck an der Kurbel pro Mann 12,5 klgr., so erhält man bei einer Kurbellänge von 40 ctm. ein Kraftmoment $= 4 \cdot 12,5 \cdot 40 = 2000 \text{ klgr.}$

Somit die totale Räderübersetzung: $J = \frac{48067}{2000} \sim 24$, welche zerlegt wird in

i_1	z	Z	t	r	R	α
6	12	78.	3.19	6,09	36,54	1.5
i_2						
4	15	60	4,58	12,5	50,00	2,18.

Für die Wechselübersetzung wird angenommen, es wirke eine Last $Q = 875 \text{ klgr.}$ so erhält man ein Moment $M = 1,1 Q \left(\frac{D + \delta}{2} \right) = \sim 21816 \text{ klgrctm.}$ Durch den schon gegebenen Abstand der beiden Achsenmittel folgt, wenn $i = 3$ angenommen.

$$R_1 = \frac{E}{1+i} = \frac{42,63}{4} = 10,65 \text{ ctm. und } R_2 = \frac{E i}{1+i} = 31,95 \text{ ctm.}$$

und findet man $t = 0,178 \sqrt{\frac{M}{R}} = 0,178 \sqrt{\frac{5454}{95}} = 2,3 \text{ ctm.}$ und somit $z = 28, Z = 84 \cdot R_1 = 10,63 \text{ ctm. } R_2 = 31,89 \text{ ctm. } t = 2,3 \text{ ctm.}$
 $\alpha = 1,09 \text{ ctm.}$

Bremse.

Der praktischen Anordnung wegen ist der Radius der Bremscheibe $= 30 \text{ ctm.}$ angenommen, wodurch man jedoch nach der Formel $T = \frac{1,1 \tau r Q}{(T-1) R} \frac{1}{4} = F K$ den Querschnitt des Bremsbandes zu klein erhält und somit genöthigt ist, die Breite $= 4,5 \text{ ctm.}$ und die Dicke $= 0,3 \text{ ctm.}$ anzunehmen. Da hier die Bremse auf der Zwischenwelle angeordnet, tritt in der Formel der Faktor $\frac{1}{4}$ entsprechend der Uebersetzungszahl i_2 auf. τ ist (nach der „Hütte“ S. 340) $= 2,21$ gesetzt, entsprechend einer $\frac{3}{4}$ Umspannung. Wird ferner $l = 10; l_1 = 4; L = 42 \text{ ctm.}$ angenommen, so folgt:

$$P = \frac{1,1 Q r}{(T-1) R} \frac{l - \tau l_1}{L} \frac{1}{4} = 8,4 \text{ klgr.}$$

Sperrrad.

Dasselbe sitzt ebenfalls auf der Zwischenwelle mit dem Moment $= 12000 \text{ klgr.}$ Behält man die Bezeichnung wie bei den Zahnrädern

bei, so folgt $t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{12000}{12}} = 5,8$ wenn die Zahnzahl = 12 angenommen, hieraus $r = \frac{12 \cdot 5,8}{6,28} = 11,08$ ctm. ($\alpha = \frac{5,8}{2,1} = 2,7$ ctm.); $\beta = 2 \alpha = 5,4$ ctm.; $\gamma = 0,75 \alpha = 2,0$ ctm.

Durchmesser der Kurbelwelle $0,29 \sqrt[3]{M} = 3,65 \sim 5,0$ ctm.
 „ „ Zwischenwelle 6,9 ctm. $\sim$ 7,0 ctm.
 „ „ Trommelwelle 10,1 „ $\sim$ 10,0 „

Berechnung der Zugstangen.

Sieht man den Achsenmittelpunkt des Strebegelenks als Drehpunkt an und bezeichnet Z den Zug in der Zugstange wie z den senkrechten Abstand nach dem Drehpunkt, ferner $Q = 3500$ klgr. die Belastung, $G = 750$ klgr., das Gewicht des Auslegers und $q = 5,8$ wie $g = \frac{q}{2}$ die senkrechte Entfernung der Richtungslinien von Q und G nach dem Radmittel, sowie x der Abstand von diesem nach dem Drehpunkt, so ist:

$$Z = \frac{Q(q-x)G\left(\frac{q}{2}-x\right)}{z} = \frac{3500(580-60) + 750(290-60)}{115} = 17326 \text{ klgr.}$$

Die Anordnung lässt 2 Zugstangen zu, weshalb man erhält:

$$z_1 = 8663 = FK \text{ und erhält } d = \sqrt{\frac{8663 \cdot 4}{700 \cdot 3,14}} = 3,97 \sim 4,0 \text{ ctm.}$$

Berechnung der Schraubenbolzen, welche den Windebock vor dem Umschnappen sichern, folgerechtlich sind in jedem Windeständer 2 Schrauben, daher $Zz = P_1 \cdot p_1 + P_2 p_2$. Es ist jedoch der Hebelsarm p_2 im Verhältniss zu p_1 so klein, dass eine Beziehung zwischen P_1 und P_2 ohne Vortheil ist, d. h. man berechnet die Schraube für P_1 als wenn P_2 nicht vorhanden und macht die bei P_2 gleich der bei P_1 . Man erhält

$$P_1 = \frac{Zz}{p_1} = 9876, \text{ folglich der innere Bolzendurchmesser}$$

$$d = \sqrt{\frac{9876 \cdot 4}{7000 \cdot 3,14}} = 4,23 \text{ ctm.}$$

Berechnung der Strebe. (Fig. 38.)

Werden die früheren Bezeichnungen beibehalten, und ist der Winkel, welchen die Richtungslinie der Last Q mit der Strebe

bildet, $\alpha = 47^\circ$, die, welchen die Kette und Zugstange mit ihr bildet entsprechend $\beta = 4^\circ$ und $\gamma = 10^\circ$, so folgt für den Druck in der Strebe:

$$R = Q \cos \alpha + G \cos \alpha + Z \cos \gamma + P \cos \beta = 2300 + 501 + 17000 + 1745 = 21636 \text{ klgr.}$$

Es wird nun der Sicherheitsgrad nach der Formel: $n P = \frac{\pi^2 E}{l^2} J$

$$n = 0,0013 J$$

$$\begin{aligned} &= 0,0013 \left(\frac{13^3 \cdot 24}{12} - \left[\frac{2}{12} (20,6 \cdot 5^3) + \frac{2}{12} (13,6 \cdot 1,0^3) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{4}{12} (1,8 \cdot 1,6^3) + \frac{2}{12} (1,6 \cdot 3,0^3) \right] \right) \\ &= 0,0013 (4394 - (430 + 2,26 + 24,57 + 7,28)) \\ &= \underline{5,1}. \end{aligned}$$

Berechnung der Gelenkachse.

Hier wirkt die Kraft in 2 Auflagerungen mit den Abständen = 10 ctm. von dem Lagermittel, daher:

$$d = \sqrt[3]{\frac{\frac{d}{2} \cdot 10}{40}} = 13,9 \text{ ctm.}$$

Berechnung der Rollenachse der festen Rolle.

Der Rollenhalmmesser = 19 ctm.

daher das wirkende Moment = $19 \cdot 1750 = 33250$ klgr.

Setzt man nun für den Reibungsverlust $\mu = 1,1$, so folgt für den

Achsendurchmesser $d = \frac{1,1}{2} \sqrt[3]{\frac{33250 \cdot 4}{525 \cdot 3,14}} = \sim 5,0 \text{ ctm.}$

Der Zapfen zur Befestigung der Zugstange ergibt sich:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8663 \cdot 4}{525 \cdot 3,14}} = 4,59 \text{ ctm.,}$$

welche hier gleich der Achsenstärke angenommen wird.

Kettenhaken.

$$d_i = 0,047 \sqrt{P} = 2,78 \text{ ctm.}$$

$$d_a = 0,055 \sqrt{P} = 3,25 \text{ und } 3,3 \text{ ctm.}$$

$$h = 0,1 \sqrt{P} = 5,9; \quad b = \frac{2}{3} h = 3,8; \quad a_1 = \frac{1}{6} h = 0,99; \quad a_2 = \frac{5}{6} h$$

$$= 4,95 \text{ ctm.}; a = 1,2 \quad d_a = 3,9 \text{ ctm.} \sim 4,0 \text{ ctm.}; b = 0,4 \quad d_a = 1,3 \text{ ctm.}$$

Zapfenstärke der Traverse $d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi K} \frac{l}{d} \frac{P}{2}} = 2,77$ wobei $\frac{l}{d} = 0,6$ und $k = 700$.

Laufrollenachsen.

Bezüglich der Stabilität findet man,

$$G = \frac{3500 (5,8 - 0,75)}{0,75} = 23552 \text{ klgr.}$$

Setzt man nun $G_1 = \frac{1}{3} G = 7850$, so ist das Moment für einen

Achsendurchmesser $= \mu \frac{G_1 + Q}{4} \cdot 16 = 49920 \text{ klgr.}$, folglich

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{40}} = 10,8 \text{ wobei wieder } \mu = 1,1.$$

Was die Neigung der Laufrollen und des Laufkranzes betrifft, so verfährt man hier, wie bei den Conusen der Zahnräder.

Was die Anordnung der Laufrollen anlangt, so sind ihre Achsenmittellinien unter einem Winkel von 20° gegen die Mittellinie geneigt, welche parallel zur Längenrichtung der Trittplatte.

Tritt nun der Fall ein, bei welchem der eigentliche Krahn um α wirklich kippt, so werden die der Strebe entgegengesetzt angeordneten Rollen mit einer Kraft:

$$P = \frac{\left(q - \frac{d}{2}\right) - G_1 \frac{d}{2}}{d} = \frac{3500 (5,8 - 0,78) - 7850 \cdot 0,78}{1,56}$$

$$= 7273,7 \text{ klgr.}$$

an die obere Rollkranzrippe gedrückt, wenn sie in der Mittellinie stände.

Es drückt daher eine Rolle mit der Kraft

$$P = \frac{7273}{2} \cos 20^\circ = 3414,9 \sim 3415 \text{ klgr.}$$

Für eine oberflächliche Berechnung der Festigkeit der Rollkranzrippe (Fig. 39) nimmt man den ungünstigsten Fall an, die Rolle berühre nur in dem äussersten Punkte und der gefährliche Querschnitt liege in der Schnittebene, welche zugleich Tangentialebene an die Aussenseite der Vertikalrippe ist.

Abstrahirt man ferner von der Massenzunahme nach Innen, so wird sowohl der Bruchquerschnitt, wie ein Radialschnitt rechteckig. Angenommen man suche nun die Rippenstärke, welche hier gleich 5 ctm., so folgt bezüglich der eingeschriebenen Dimensionen:

$$P \cdot 15 = W k \text{ oder } 51225 = \frac{b h^2}{6} k.$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{51225 \cdot 6}{92 \cdot 300}} = 3,42$$

woraus folgt, dass die horizontale obere Kranzrippe hinreichend stark angenommen wurde.

Berechnung der Laufachsen.

Die Last $L = G + Q$ denkt man sich auf die 4 Räder gleichmässig vertheilt, so folgt

$$d = \sqrt[3]{\frac{\frac{L}{4} \cdot 16}{40}} = \sqrt[3]{\frac{6263 \cdot 16}{40}} = 13,5 \sim 14 \text{ ctm.}$$

Bezüglich der Festigkeit des Laufwagens liegt der gefährliche Querschnitt bei dem Austritte der Lagerarme von dem Wagenkasten in dem Abstände $x = 35$ ctm. von dem Lagermittel. Die Belastung wird gleich der Hälfte des ganzen Krahngewichts nebst Maximalbelastung in der Mitte der Seitenrippe gedacht.

$$\text{Es ist } P \frac{l_1 x}{l} = W k = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H} k.$$

Nach der Construction ist $H = 34$ ctm. $h = 34$ ctm. $B = 10$, $b = 5$ ctm.

Wird nun z. B. mit $k = 300$ die Breite B gesucht, so ergibt sie sich $B = 5,8$, woraus zu schliessen, dass die Rippe eine hinreichende Sicherheit bietet.

Mechanismus zum Fortbewegen des Krahns.

Bei der Fortbewegung des Krahns tritt rollende Reibung auf, und man erhält daher nach („Hütte“)

$$P = \frac{\mu_1 r + f}{R} Q. \text{ Mithin } M = (0,07 \cdot 5,4 + 0,87) Q = 31544 \text{ klgr.}$$

Das Vorgelege ist nun zu berechnen wie oben bei der Winde. Zum Drehen des eigentlichen Krahns ist die wirkende Kraft

$P = \frac{\mu_1 r + f}{R} Q \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{Jk} = 8,56 \text{ klgr.}$, welche Arbeit von einem Manne mit Leichtigkeit geleistet werden kann.

Berechnung der Bolzen zur Befestigung des als Zahnkranz fungirenden Zahnrades an das Untergestell.

$$P = \frac{\frac{(\mu_1 + f) Q}{R} \cdot r_1}{x} = \sim 3244 \text{ klgr.}$$

Hierbei bedeutet x den Abstand von Drehmittel bis Bolzenmittel. Ist ferner die Entfernung der beiden Lagermittel $= 7 \text{ ctm.}$, so erhält man das liegende Moment $M = 3244 \cdot 7 = 22704 \text{ klgrctm.}$

Da jedoch 2 Stiftbolzen angewandt werden, so wird deren Durchmesser:

$$d = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{M}{40}} = \frac{8,2}{2} \text{ ctm.} = \sim 4,5 \text{ ctm.}$$

Berechnung der Fallklinke.

$$P = \frac{\frac{(\mu_1 r + f)}{R} r_1}{x}$$

Hier bedeutet x die Entfernung des Drehmittels zur Mitte der Einklinkung.

$$P = \frac{865 \cdot 45}{73} = 540 \text{ klgr.} \quad d = 0,133 \sqrt{625} = 3,3 \text{ ctm.}$$

$$P_2 = \frac{P x}{h}; \quad x = 20; \quad h = 16 \text{ ctm.}$$

Bezüglich einer oberflächlichen Gewichtsrechnung behauptet dieser Krahn seine Stabilität mit hinreichender Sicherheit bis zu einer Belastung von $35 \text{ Ctr.} = 1750 \text{ klgr.}$

Soll daher eine grössere Stabilität geschaffen werden, so kann man entweder in dem Untergestell noch entsprechend tode Masse anbringen, wofür die Construction ganz passend; oder man ist genöthigt ein Gegengewicht anzuordnen, welches sich jedoch wegen der jetzt schon bedeutenden Länge der Trittplatte weniger eignen dürfte.

C. Ziegelmeyer.

Fahrbarer Eisenbahnkrahne mit selbstthätiger Gleichgewichtsvorrichtung. (Fig. 40.)

Aufgabe.

Tragfähigkeit des Krahns	=	100 Ctr.
Ausladung	=	4,70 mtr.
Höhe Leitrollenmittel über Schienenoberkante .	=	5,50 "
Spurweite (Mitte auf Mitte Schiene) 2 m . . .	=	1,49 "
Radstand	=	2,50 "
Höhe der Handkurbelwelle über der Plattform .	=	0,95 "
Anzahl der Arbeiter bei grösster Last	=	4.
Druck pro Mann an der Kurbel	=	12 klgr.

Der Krahne ist mit einer 2fachen Räderübersetzung und einem Reservetrieb für direkte Uebersetzung für Hebung kleinerer Lasten zu versehen. Die Ausbalancirung ist selbstthätig zu machen.

Berechnung.

Totale Last Q	=	5000 klgr.
Zug in der Kette (zwei Rollen)		
$Z = \xi_1^2 \frac{Q}{2} = 1,062^2 \cdot 2500$. . .	=	2819,6 "
Dicke des Ketteneisens $\delta = 0,032\sqrt{Z}$		
$= 1,69 \text{ ctm.} \sim$	=	1,7 ctm.
Breite eines Kettengliedes mit Spielraum $3,5 \delta + 0,5$	=	5,75 "
Hubhöhe	=	4,60 mtr.
Aufzuwickelnde Kettenlänge		
$= 2 \cdot 4,60$	=	9,20 "
Durchmesser der Trommel		
$D = (22 + 1,6) \delta$	=	34 ctm. $w = 17 \text{ ctm.}$
Umfang der Trommel $= D \pi$. . .	=	106,81 ctm.
Anzahl der Windungen $= \frac{920}{106} = 8,7 \sim$	=	9.
Trommellänge $= 9 \cdot 5,75$	=	51,75 ctm.

Räderübersetzung.

$$\begin{aligned}
 \text{Lastmoment} &= Zw = 2819,6 \cdot 17 \dots = 47933 \text{ klgr.} \\
 \text{Zweifache Uebersetzung mit Berücksichtigung} \\
 &\text{eines Reibungsverlustes von } 7,5\% \text{ pro Räder-} \\
 &\text{paar} = 0,15 \cdot 47933 \dots = 7189,95 \text{ klgr.} \\
 \text{Totales Lastmoment} &= 47933 + 7189,9 \dots = 55123 \text{ klgr.} \\
 \text{Kraftmoment an der Kurbel} &= 4 \cdot 12 \cdot 40 \dots = 1920 \text{ „} \\
 \text{Totale Räderübersetzung} &= \frac{55123}{1920} = 28,7 \text{ rot.} = 6 \cdot 5.
 \end{aligned}$$

Wellendurchmesser.

$$\begin{aligned}
 1. \text{ Kurbelwelle } d_1 &= 0,29 \sqrt[3]{1920} = 3,6 \text{ ctm.} \dots = 4 \text{ ctm.} \\
 \text{Moment an der 2. Welle} &= 1920 \cdot 6 = 11520. \\
 2. \quad d_2 &= 0,29 \sqrt[3]{11520} \dots = 6,5 \text{ ctm.} \\
 \text{Moment an der 3. Welle} &= 55123. \\
 3. \quad d_3 &= 0,29 \sqrt[3]{55123} \dots = 11,02 \text{ ctm.}
 \end{aligned}$$

	Momente	z	Z	r	R	t	β	α	γ
1. Uebersetzung	1920	11	66	5,6	33,6	3,2	6,0	1,5	2,25
2. Uebersetzung	11520	11	55	10,3	51,3	5,86	11,2	2,8	4,2
		11		10,3		5,86			

$$t = 0,58 \sqrt[3]{\frac{M}{z}}$$

$$\beta = 4 \alpha$$

$$R = \frac{Z \cdot t}{2 \pi}$$

Gegengewichtsbahn.

Bezeichnet:

$$\begin{aligned}
 Q \text{ die Belastung des Krahns} &\dots = 5000 \text{ klgr.} \\
 Q_1 \text{ das Gegengewicht} &\dots = ? \\
 W \text{ das Gewicht des Wagens angenommen:} &\dots = 5000 \text{ „} \\
 G \text{ das Gewicht des eigentlichen Krahns ohne Be-} \\
 &\text{lastung und Gegengewicht angenommen:} \dots = 4000 \text{ „}
 \end{aligned}$$

P_1 und P_1^1 die Reaktionsdrücke der beiden Vorderräder auf die Schienen.

P_2 und P_2^1 die Reaktionsdrücke der beiden Hinterräder auf die Schienen.

Dann muss:

$$Q + G + Q_1 + W - P_1 - P_1^1 - P_2 - P_2^1 = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

In Bezug auf einen Punkt 0 in der Entfernung m von der Krahnaxe, als Drehpunkt folgt:

$$Q(a - m) - G(m - b) - Wm - Q_1(m + x) = 0; \quad (2) \quad z = m + x$$

$$Qa_1 - Gb_1 - Wm - Q_1z = 0 \quad (3) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad a_1 = a - m$$

Da Q_1 für alle Werthe von Q constant ist, also auch für $Q = 0$ sofern für $Q = 0$, z mit z_0 bezeichnet wird, so ergibt sich:

$$z_0 = \frac{Gb_1 + Wm}{Q_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Es ist nun ohne Berücksichtigung der Reibung:

$$K = \frac{1}{n} \cdot \frac{i}{e} \cdot Q.$$

Mit Berücksichtigung der Reibung der Kette, Leitrollen und Hebelübersetzung ist:

$$K = \frac{1}{n} \xi_1^2 Q \frac{i}{e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Es wird das Gegengewicht in einer bestimmten Position verharren, wenn die Resultante aus K und Q_1 normal zur Bahncurve gerichtet ist; dieser Lage entsprechend ist: $K = Q_1 \sin \xi$. (6). Sofern die Schubstange mit der Bahn des Gegengewichtes parallel liegt und sofern ξ der veränderliche Neigungswinkel gegen die Horizontale; die Veränderlichkeit dieses Winkels findet durch Orthogonal-Coordinationen, für welche mit y die Verticale bezeichnet werden möge, ihren Ausdruck in:

$$\sin \xi = \frac{tg \xi}{\sqrt{1 + tg^2 \xi}} = \frac{\frac{dy}{dz}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Verbindet man nun (7), (6), (5) und (3) mit einander, d. h. combinirt man die Ausdrücke des Ausbalancirens und der Gegengewichtsbewegung, so folgt:

$$\frac{n}{\xi_1^2} \cdot \frac{e}{i} \cdot Q_1 \frac{\frac{dy}{dz}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2}} a_1 - Gb_1 - Wm - Q_1z = 0 \quad . \quad . \quad (8).$$

$$\begin{aligned}\frac{dy}{dz} &= \frac{Q_1 z + G b_1 + W m}{\sqrt{\frac{n^2}{\xi_1^4} \left(\frac{e}{i}\right)^2 Q_1^2 a_1^2 - (Q_1 z + G b_1 + W m)^2}} \\ y &= \int \frac{z + \frac{G}{Q_1} b_1 + \frac{W}{Q_1} m}{\sqrt{\frac{n^2}{\xi_1^4} \left(\frac{e}{i}\right)^2 a_1^2 - \left(z + \frac{G}{Q_1} b_1 + \frac{W}{Q_1} m\right)^2}} \cdot dz \\ &= - \sqrt{\frac{n^2}{\xi_1^4} \left(\frac{e}{i}\right)^2 a_1^2 - \left(z + \frac{G}{Q_1} b_1 + \frac{W}{Q_1} m\right)^2} \\ y &= - \sqrt{\frac{n^2}{\xi_1^4} a_1^2 \left(\frac{e}{i}\right)^2 - \left(z - z_0\right)^2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (9).\end{aligned}$$

Dieser Ausdruck besagt aber, dass die gesuchte Curve ein Kreis ist, sein Radius ist:

$$\frac{1}{\xi_1^2} \frac{e}{i} n a_1 = n (a - m) \frac{e}{i} \frac{1}{\xi_1^2}$$

Der Mittelpunkt liegt in einer Entfernung z_0 von der durch den Schienenkopf gelegten Verticalen, oder in einer Entfernung $z_0^1 = m - z_0$ von der Axe der Krahnsäule. Die Entfernung z_0 ist zunächst beliebig; wie Formel (4) ausweist, muss Q_1 um so grösser werden, je kleiner z_0 gewählt wird; man würde daher z_0 möglichst gross annehmen.

Bezeichnet z_g die grösste Entfernung von Q_1 bei der stärksten Belastung des Krahns, Q_g die grösste Belastung, dann folgt aus (3) $a_1 = 396$ ctm. $m = 74$ ctm.

$$b_1 = 50 \text{ ctm. } z_g = 360 \text{ ctm.}$$

$$\begin{aligned}Q_1 &= \frac{Q_g a_1 - (G b_1 + W m)}{z_g} \quad (10) \\ &= \frac{4000 \cdot 396 - 4000 \cdot 50 - 5000 \cdot 74}{360} = 2816,6 \text{ klgr.}\end{aligned}$$

Bei einer Belastung $Q = 4000$, indem 1000 klgr. auf die Schienenzangen gerechnet sind.

$$\text{Ferner nach (4) } z_0 = - \frac{G b_1 + W m}{Q_1} = - 202,4 \text{ ctm.}$$

Mit diesen z_0 und den Radius:

$$n \frac{1}{\xi_1^2} \frac{e}{i} a_1 = 2 \frac{1}{1,1236} \cdot \frac{120}{16,5} 396 = 51,37 \text{ mtr.}$$

stellt man schliesslich die Gegengewichtsbahn nach der oben gesagten Kreisform dar.

Es bezeichnet $\xi_1 = 1,062$ den Kettenrollen-Reibungscoefficient. Für i und e , welches variable Grössen sind, wurden Mittelwerthe genommen $i = 16,5$ ctm. $e = 120$ ctm. Da sich

$$Z_1 = \frac{5000 \cdot 4,7 + 400 \cdot 2,35}{1,37} \dots \dots \dots = 17839 \text{ klgr.}$$

$$\text{Querschnitt einer Zugstange: } \frac{\pi d^2}{4} k = \frac{Z_1}{2}; d = \sqrt{\frac{8919,5 \cdot 4}{3,14 \cdot 500}} = 4,7 \text{ ctm.}$$

Ausleger.

Druckspannung in den Ausleger:

$$Q^1 = (Q + G) \cos \alpha + 2 Z \cos \beta = (5000 + 400) \cos 47^\circ \cdot 48' \\ + 2 \cdot 2819 \cos 11^\circ 25' = 9153 \text{ klgr.}$$

Der Ausleger ist aus 6 mm. Blechrohr hergestellt und des soliden Aussehens halber ein Durchmesser = 24 ctm. i. d. Mitte gewählt, nach den Enden hin auf $\frac{3}{4}$ des Durchmessers verjüngt = 18 ctm. Die folgende Formel deutet an, welchen Sicherheitsgrad der Ausleger gegen Zerknickung bietet:

$$n Q^1 = \pi^2 \frac{E J}{l^2}$$

$$n = 9,87 \frac{1750000 \cdot 3,14 (D^4 - d^4)}{9153 (564)^2 64} = \text{rot.} = 18\text{fache Sicherheit}$$

$$D = 24 \text{ ctm.}; \quad d = 18 \text{ ctm.}$$

Bremsvorrichtung a. d. Zwischenwelle. (Fig. 41.)

$$P = \frac{Z w}{R};$$

$$T \varrho = t \varrho + P r.$$

$$T = t e^{\mu \frac{\sigma}{\varrho}}$$

$$p L = t l.$$

Radius der Bremsscheibe angen. $\varrho = 30 \text{ ctm.}$

Grösste Spannung in dem Bremsband $T = t e^{\mu \frac{\sigma}{\varrho}} \cdot = 2,3 \text{ t.}$

Reibungscoefficient zwischen Rolle und Band $\mu = 0,2.$

Der vom Bremsband umspannte Bogen $\sigma = \frac{2}{3} = \frac{4}{3} \pi \varrho.$

Basis der natürlichen Logarithmen $e = 2,718.$

Die kleinste Spannung im Bremsband $t = ?$

Der Druck auf den Hebel $p = 20 \text{ klgr.}$

$$P = \frac{Z w}{R} = \frac{47933}{51,3} \dots \dots \dots = 934,3 \text{ klgr.}$$

$$M = P r = 934,3 \cdot 10,3 \dots \dots \dots = 9623,3 \text{ „}$$

$$T \varrho = t \varrho + M; (T - t) \varrho = 1,3 t \varrho = M;$$

$$t = \frac{9623}{1,3 \cdot 30} \dots \dots \dots = 246,7 \text{ „}$$

$$T = \frac{t q + M}{q} \dots \dots \dots = 567,4 \text{ klgr.}$$

$$\frac{L}{l} = \frac{t}{p} = \frac{246}{20} = \text{rot.} \dots \dots \dots = 12.$$

Querschnitt des Bremsbandes. $Fk = T$,

$$b = 5 \text{ ctm.}; h = \frac{567}{800 \cdot 5} \dots \dots \dots = 0,14 \text{ ctm.}$$

Sperrrad a. d. Zwischenwelle.

$$\text{Moment an der Zwischenwelle} \dots \dots \dots = 11520 \text{ klgr.}$$

$$\text{Anzahl der Zähne} \dots \dots \dots z = 12.$$

$$\text{Zahntheilung } t = 0,6 \sqrt[3]{\frac{M}{z}} = 0,6 \sqrt[3]{\frac{11520}{12}} \dots \dots = 5,9 \text{ ctm.}$$

$$\text{Radius } r = \frac{Z \cdot t}{2\pi} \dots \dots \dots = 11,2 \text{ „}$$

$$\text{Breite des Sperrrades} = \beta = t \dots \dots \dots = 5,9 \text{ „}$$

Kettenhaken.

$$\text{Innere Zapfen des Hakens } d_1 = 0,056 \sqrt{Q} \dots \dots = 3,9 \text{ ctm.}$$

Obere Traverse der Seitenschilde.

$$Wk = \frac{Pl}{8}.$$

$$P = Q + G + Q \dots \dots$$

$$\frac{b h^2}{6} \cdot 300 = \frac{11816 \cdot 57}{8}; b = 4 \text{ ctm.}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{11816 \cdot 57 \cdot 6}{300 \cdot 8 \cdot 4}} \dots \dots = 20,5 \text{ ctm.}$$

Traverse am Wagen.

$$Wk = \frac{Pl}{8}$$

$$\frac{b h^2}{6} \cdot 300 = \frac{11816 \cdot 182}{8}; b = 6 \text{ ctm.}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{11816 \cdot 182 \cdot 6}{3000 \cdot 6 \cdot 8}} \dots \dots = 29,9 \text{ ctm.}$$

Gegengewichtsbahn.

$$4 Wk = Pl; P = Q_1$$

$$4 \frac{b h^2}{6} \cdot 300 = 2816 \cdot 300; b = 5 \text{ ctm.}$$

$$h = \sqrt{\frac{2816 \cdot 300 \cdot 6}{300 \cdot 4 \cdot 5}} \quad . \quad . \quad = 29 \text{ ctm.}$$

Gegengewicht.

$$\left(2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot 8 + \frac{\pi d_1^2}{4} 52 \right) 0,0072$$

$$= (45238,8 + 35321,3) 0,0072 = 2876 \text{ klgr.}$$

Diese 60 klgr. sind zur Sicherheit hinzugeschlagen, damit der Krahn bei der Total-Belastung nicht kippt.

O. E. Häntzschel.

Dampfkrahn von 600 Ctr. Tragkraft.

Ausladung (Drehmittel bis Auslegerende) . . . = 6,20 mtr.
 Höhe vom Boden bis Oberkante des Auslegers . = 7,00 „
 Erhebungsgeschwindigkeit der Last pro Min. . . = 0,85 „
 Fahrgeschwindigkeit des Wagens pro Min. . . = 2,70 „
 Dampfspannung im Kessel 4 Atmos. Ueberdruck.
 Säule und Strebe aus I Eisen.
 Ausleger aus Blech und L Eisen.
 Dampf-Ein- und Ausleitung durch die Drehzapfen.

Krahngestelle. (Fig. 42.)

a. Zapfen für die Säule.

Es ist:

$$P_2 p_2 = Q q + G g. \text{ Hieraus}$$

$$P_2 = \frac{Q q + G g}{p_2}. \text{ Für } G = 15000 \text{ klgr. } g = 100 \text{ ist}$$

$$P_2 = \frac{30000 \cdot 620 + 15000 \cdot 100}{790} = 25500.$$

Der entsprechende Durchmesser eines Zapfens:

$$d_2 = \sqrt{\frac{16}{\pi k} \frac{l}{d} \cdot 25500} = \sqrt{\frac{16 \cdot 1,5 \cdot 25500}{3,14 \cdot 400}} = 22,06.$$

$$l_2 = 1,5 d_2 = 33,1. \text{ Ebenso } d_1 = 22,06.$$

Druck auf den Stützzapfen d_1 pro $\square$ ctm. = 118 Kilo.

b. Säule.

An der gefährlichen Stelle A mit Querschnitt Fig. 43 ist das Biegemoment

$$M = P_2 p = 25500 \cdot 110 = 2805000.$$

Da die Säule aus 2 Theilen hergestellt wird, welche einander gleich sind, so kommt auf jede Hälfte das Moment:

$$\frac{2805000}{2} = 1402500.$$

Für den Querschnitt ist

$$M = W k. \quad \text{Also}$$

$$1402500 = \frac{b h^2 - 2 b_1 h_1^2}{6} k.$$

Bei Annahme von Dimensionen:

$$1402500 = \frac{2500 \cdot 20 - 2 \cdot 2925 \cdot 8,75}{6} k, \quad \text{woraus}$$

$$k = \frac{1402500 \cdot 6}{16120} \approx 520.$$

c. Ausleger.

Gewicht des Auslegers nebst Wagen = 5000 klgr. = Q_1 . Gefährliche Querschnitte sind bei B und in der Mitte von $A B$. Für letzteren ist, wenn man eine Hälfte des Auslegers berechnen will:

$$M = \frac{Q q_1}{4} + \frac{Q_1 q_1}{8} = \frac{15000 \cdot 488}{4} + \frac{2500 \cdot 488}{8} = 1982500.$$

Für die Stelle B ist:

$$M = \frac{Q}{2} q_2 = 15000 \cdot 132 = 1980000.$$

Der Querschnitt wird für das grössere Moment ausgerechnet.

Nach angenommenen Dimensionen wird (Fig. 45):

$$h = 50; \quad h_1 = 42,4; \quad h_2 = 28,4; \quad b = 20; \quad b_1 = 6,9; \quad b_2 = 2.$$

Für $M = W k$ wird:

$$M = \frac{(b h^2 - 2 b_1 h_1^2 - 2 b_2^2 h_2^2) k}{6}$$

$$1982500 = \frac{20 \cdot 2500 - 2 \cdot 6,9 \cdot 1798 - 2 \cdot 2 \cdot 806}{6} k. \quad \text{Hieraus } k \approx 540.$$

d. Strebe. (Fig. 44.)

Dieselbe ist auf Zerknickung angestrengt und muss, da ein seitlicher Druck vorkommen kann, bei der Berechnung des Querschnitts das kleinste Trägheitsmoment genommen werden. Die

Strebe besteht auch aus 2 Theilen, und bezieht sich nachfolgende Rechnung auf die Hälfte.

Es ist:

$$\sin \alpha = \frac{700}{854} = 0,81967.$$

$$\cos \alpha = 0,57119.$$

$$Q_2 = \frac{Q}{2} \cdot \frac{620}{488} = 15000 \cdot \frac{620}{488} = 19200.$$

Die Spannung T setzt sich aus 2 Comp. zusammen.

Es ist: $T = \frac{Q_2}{\sin \alpha} = \frac{\frac{G}{2}}{\sin \alpha}$ unter G das Gewicht des Auslegers nebst Krahnwagen verstanden.

Hieraus: $T = \frac{19200 + 2500}{0,81967} = 26600.$

Für Querschnitt (Fig. 46) ist die Formel $n T = \frac{\pi^2}{l^2} E J$ anzuwenden.

Mit angenommenen Dimensionen wird:

$$h = 31,5; h_1 = 27,9; b = 20; b_1 = 18,2.$$

$$n \cdot 26600 = \frac{(b^3 h - b_1^3 h_1)}{12} E \frac{\pi^2}{l^2}$$

$$n \cdot 26600 = \frac{(8000 \cdot 31,5 - 6028 \cdot 27,9) 1750000 \cdot 9,8}{12 \cdot 729316}$$

woraus $n = 6$ resultirt.

Uebersetzung für die Winde. (Fig. 47 u. 48.)

Mittlere Kolbengeschwindigkeit der Dampfmaschine $v_m = 1$ mtr.

Die für die Winde nöthige Kraft:

$$P_1 = \frac{30000 \cdot 1,06^2 \cdot \alpha \cdot 0,014}{1^m} = 560 \text{ klgr. entsprechend } 8 \text{ Pfdkr.}$$

Hierbei α für dreifache Uebersetzung $= \frac{1}{0,85}$

Arbeitsverlust für 3 Rollen, von denen 2 nur um $\frac{1}{4}$ Bogen umspannt sind $= (1,06)^2$

Erhebungsgeschwindigkeit der Last pro min. = 85 ctm.
pro sec. = 14 "

Weg des Hakens = 560 "

Aufzuwickelnde Kette $= 2 \cdot 560$ = 1120 "

Stärke eines Kettengliedes

$$\delta = 0,32 \sqrt{15000 (1,06)^2} = 4,1 "$$

Durchmesser der Trommel 15δ = 64,5 "

Umfang $= D \pi$ = 202,5 "

$$\text{Anzahl der Umwindungen: } \frac{1120}{202,5} \cdot \cdot \cdot = 5,5.$$

$$\text{Länge der Trommel } 5,5 \cdot (3,5 \delta + 1) \cdot \cdot \cdot = 90 \text{ ctm.}$$

$$\text{Umdrehungszahl der Trommel } n = \frac{2v}{D\pi} = \frac{170}{202,5} = 0,84.$$

$$\text{Umdrehungszahl der Kurbelaxe, wenn die Länge der Kurbel} \\ = 15 \text{ ctm. beträgt} = n_1 = \frac{60 \cdot 100}{4 \cdot 15} = \frac{60 \cdot v_m}{4 \cdot 15} \cdot \cdot \cdot = 100.$$

$$\text{Uebersetzungszahl } i = \frac{n_1}{n\eta} = \frac{100}{0,84 \cdot 0,85} = 140 = 4 \cdot 5 \cdot 7.$$

$$N = 8.$$

$$t = 24,28 \sqrt[3]{\frac{N}{n} \frac{1}{z}} \quad d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Für Axe *B* ist: $d = 5,4 \text{ ctm.}$

Uebersetzung von Axe *B* auf Axe *C* 1:4 mit conischen Rädern.

$$\text{Rad } B_1, \quad z = 11. \quad t = 4,8 \quad r_1 = 8,4.$$

$$\text{Rad } B_2 \left\{ \begin{array}{l} z = 44. \quad t = 4,8 \quad R_1 = 33,6. \\ \text{Armezahl} = \frac{R}{d} \sim 4. \end{array} \right.$$

Uebersetzung von Axe *C* auf Axe *D*. 1:5.

Für Axe *C*, $d = 8,52.$

$$\text{Rad } C_1, \quad z = 11. \quad t = 7,2. \quad r_2 = 12,6.$$

Axe *D*, $d = 15,0.$

$$\text{Rad } C_2 \left\{ \begin{array}{l} z = 55. \quad t = 7,2. \quad R_2 = 63,06 \\ \text{Armezahl} = \frac{R}{d} \sim 4. \end{array} \right.$$

Uebersetzung von Axe *D* auf Axe *E*, 1:7.

Für Axe *E*, $d = 21,4.$

$$\text{Rad } D_1, \quad z = 11. \quad t = 9,7. \quad r_3 = 17.$$

$$\text{Rad } D_2 \left\{ \begin{array}{l} z = 77. \quad t = 9,7. \quad R_3 = 118,9 \\ \text{Armezahl} = \frac{R}{d} \sim 5. \end{array} \right.$$

Krahnwagen. (Fig. 47 u. 49.)

$$G = \text{Gewicht desselben} \cdot \cdot \cdot = 1000 \text{ klgr.}$$

D = Durchmesser der Rollenaxe

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi k} \frac{l}{d} \frac{G + Q}{4}} = \sqrt[3]{\frac{16}{3,14 k} \cdot 1,4 \cdot \frac{31000}{4}} \cdot \cdot \cdot = 10 \text{ ctm.}$$

Zur Bewegung des Wagens wird eine Gulle'sche Gelenkkette angewandt. Die Anstrengung in derselben setzt sich zusammen

$$\text{Rad. } A_2 \left\{ \begin{array}{l} R_2 = 21,5. \quad z = 33. \quad t = 4,1. \\ \text{Armezahl } \frac{R}{d} \sim 3. \end{array} \right.$$

Uebersetzung von Axe *B* auf Axe *C*. 1 : 3.

Für Axe *B* ist: $d = 6,7$.

$$\text{Rad. } B_1: \quad r_2 = 10,5. \quad z = 11. \quad t = 6,07.$$

$$\text{Rad. } B_2 \left\{ \begin{array}{l} R_2 = 31,5. \quad z = 33. \quad t = 6,07. \\ \text{Armezahl } \frac{R}{d} \sim 3. \end{array} \right.$$

Uebersetzung von Axe *C* auf Axe *D*: 1 : 4,4.

Für Axe *C*: $d = 9,7$.

$$\text{Rad. } C_1: \quad r_3 = 15,2. \quad z = 11. \quad t = 8,7.$$

$$\text{Rad. } C_2 \left\{ \begin{array}{l} R_3 = 66,5. \quad z = 48. \quad t = 8,7. \\ \text{Armezahl } \frac{R}{d} \sim 5. \end{array} \right.$$

Axe *D*: $d = 14,4$.

Dampfmaschine.

Leistung beider Cylinder	8 + 1 Pfdkr.	=	9 Pfdkr.
Mittlere Kolbengeschw. v_m		=	1 mtr.
Dampfspannung im Kessel = p		=	4 Atmos. Ueberdr.
Hinterdampfspannung p_1		=	3,2 Atmosphären
Vorderdampfspannung p_v		=	1,1 "
Reibungsbetrag p_r		=	0,2 "

Jetzt ist:

$$P = \frac{2 \pi d^2}{4} 10330 (p_1 - p_v - p_r) \text{ oder:}$$

$$624 = \frac{2 \pi d^2}{4} (3,2 - 1,1 - 0,2) 10330 \text{ hieraus}$$

$$d = \sqrt{\frac{624 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,9 \cdot 10330}} = 14,25 \text{ ctm.}$$

unter d den Durchmesser eines Cylinders verstanden.

$$\text{Kolbenhub } s = \frac{30 \cdot v_m}{n} = \frac{30 \cdot 1}{100} = 30 \text{ ctm.}$$

$$\text{Kurbellänge} = \frac{30}{2} = 15 "$$

$$\text{Entfernung beider Cylinder} = 50 "$$

$$\text{Kolbendicke} = 7,5 "$$

$$\text{Länge eines Cylinders: } 2,3 \cdot 15 + 7,5 = 42 "$$

$$\text{Querschnitt des Einströmkanals } F = a b = \frac{1}{20} \frac{\pi d^2}{4} = 7,8 "$$


~~~~~  
**Karlsruhe.**

G. BRAUN'sche Hofbuchdruckerei.  
~~~~~


Fig. 1.

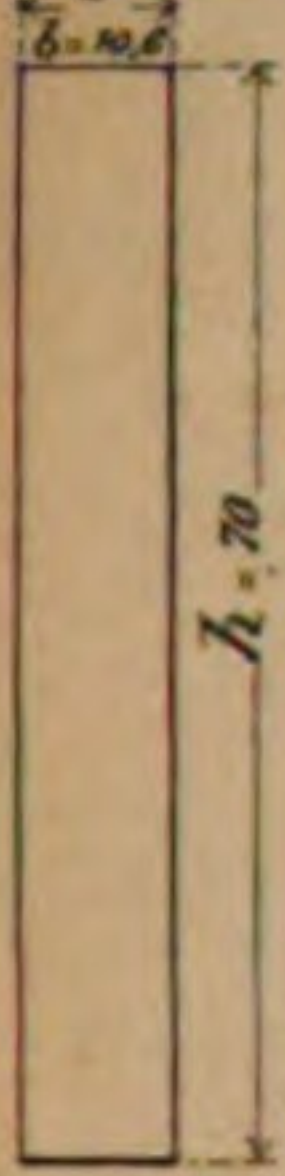


Fig. 2.



Fig. 3.

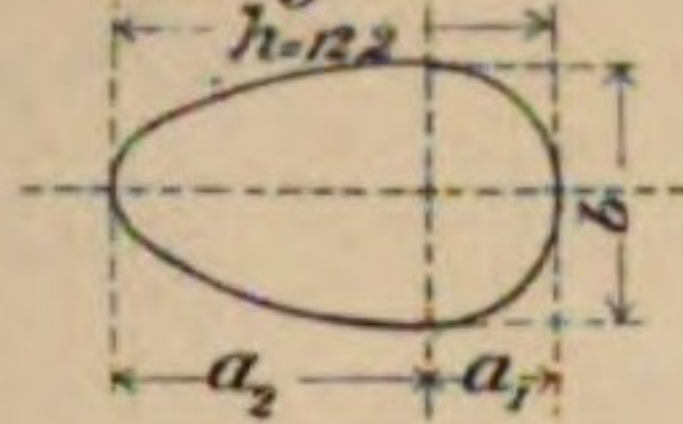


Fig. 4.

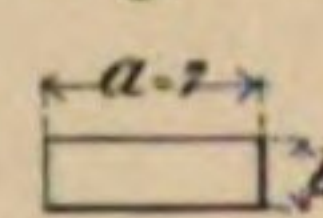


Fig. 5.

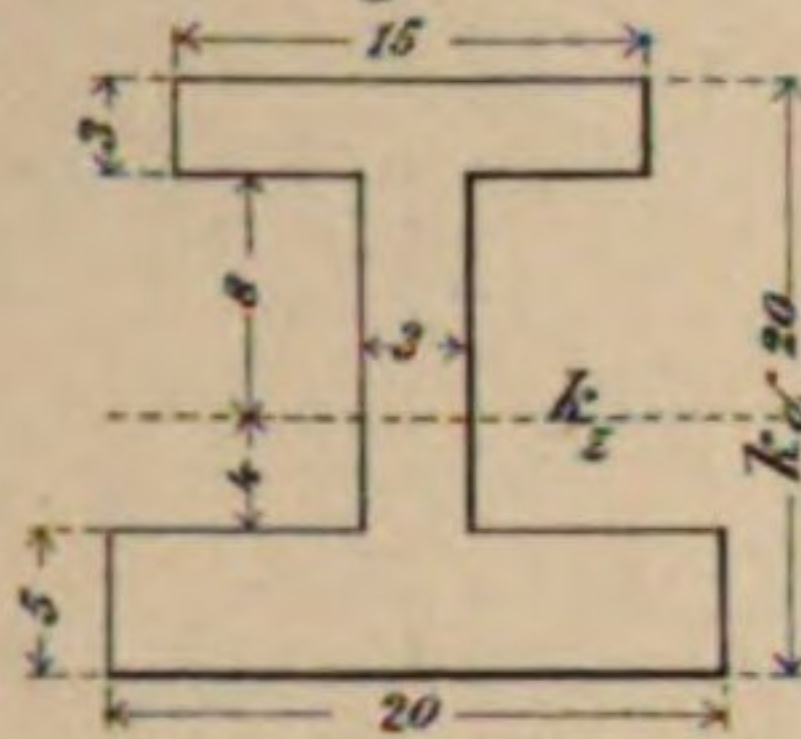


Fig. 6.

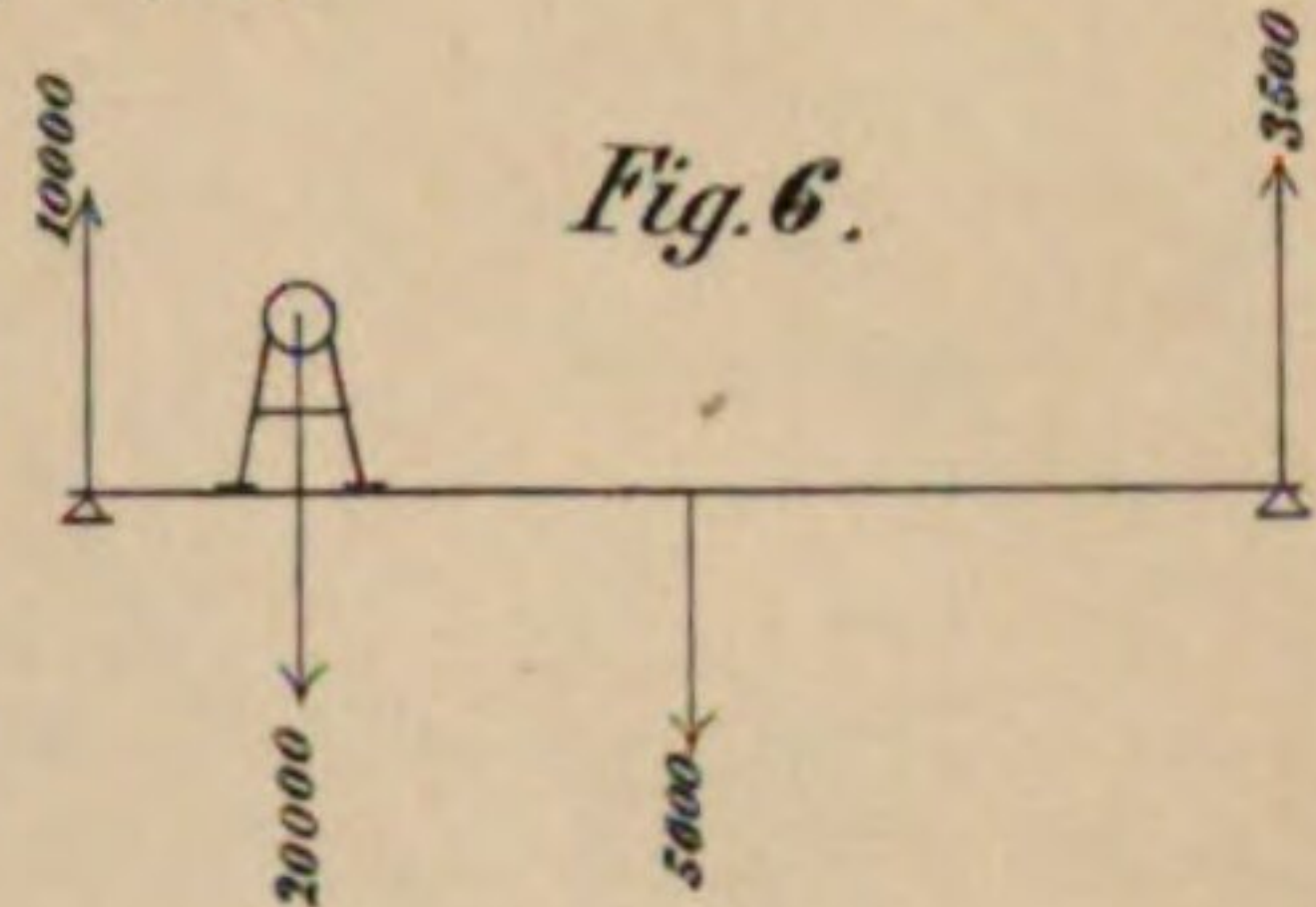


Fig. 7.

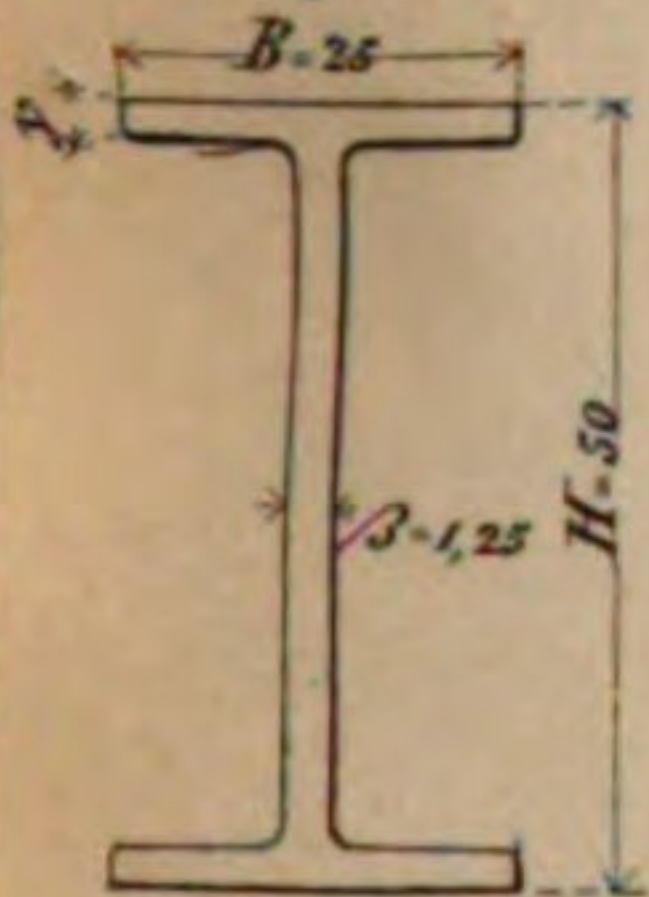


Fig. 8.

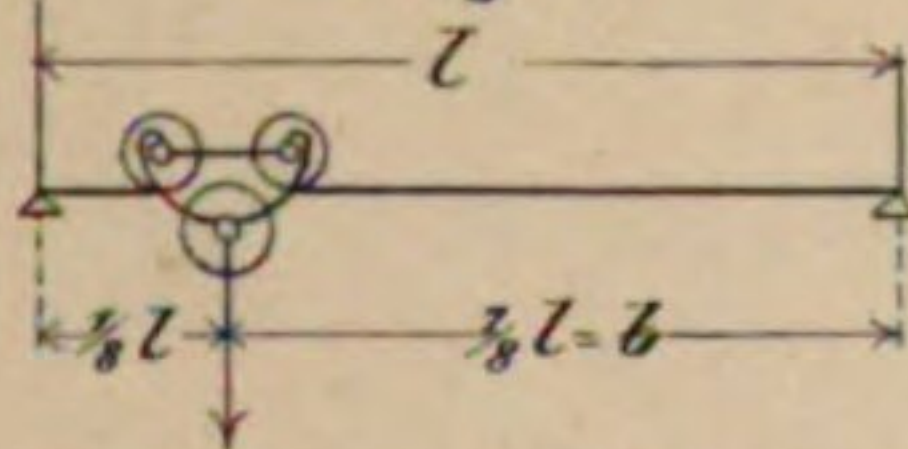


Fig. 9.

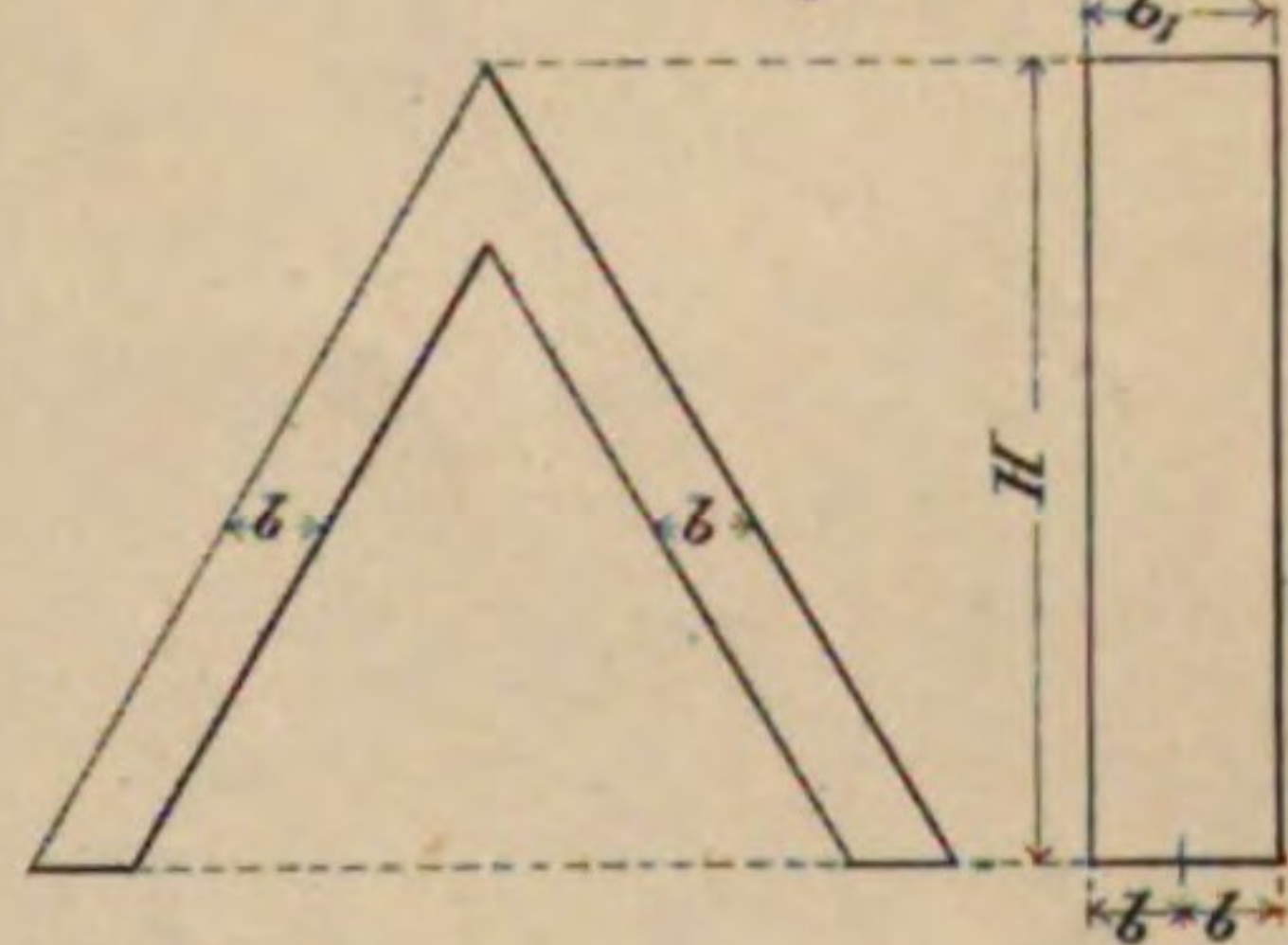


Fig. 10.

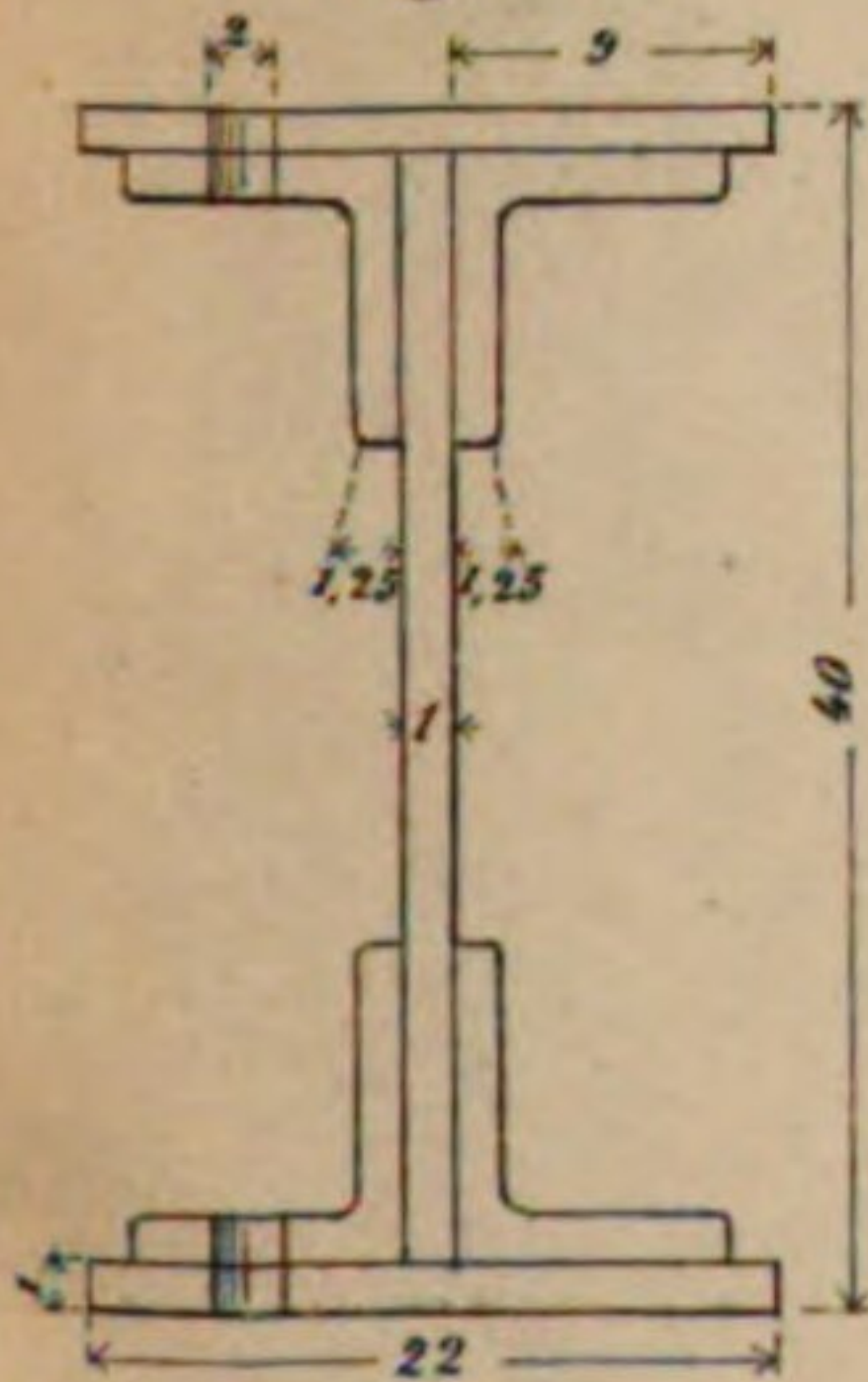


Fig. 11.

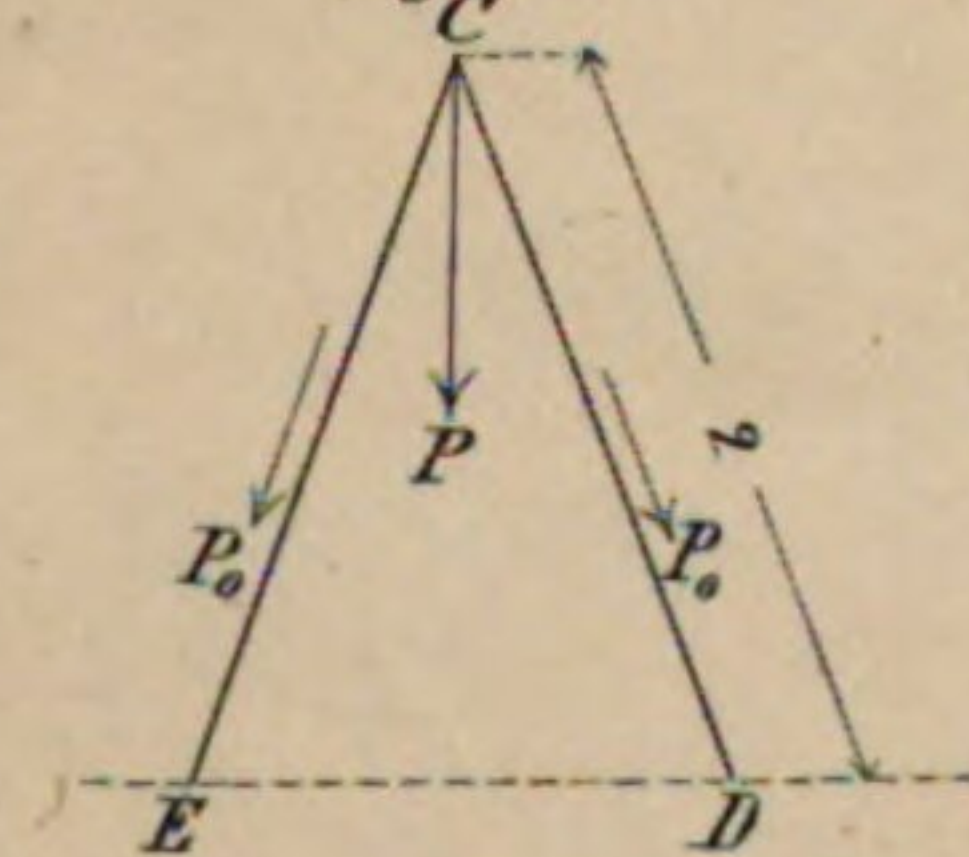


Fig. 13.

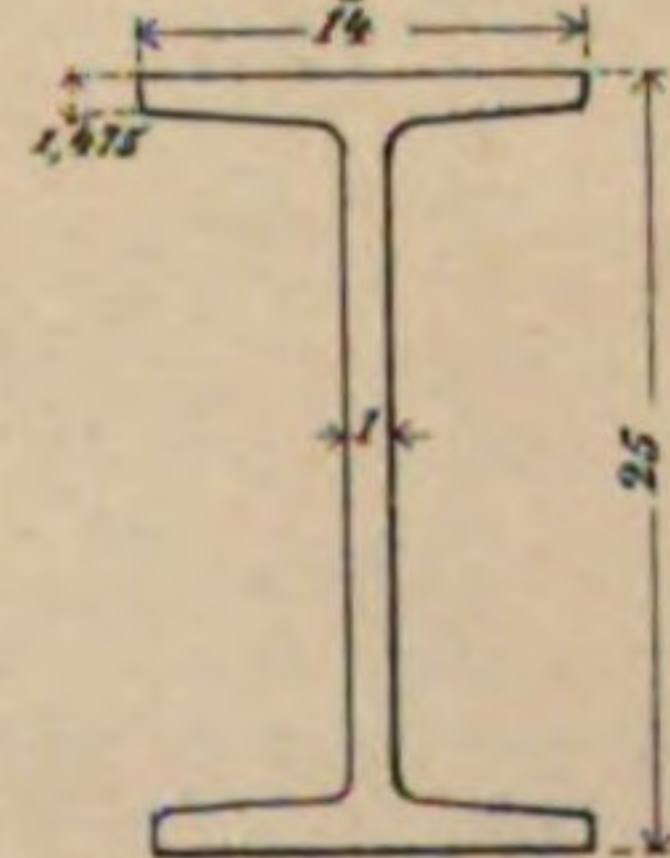


Fig. 12.

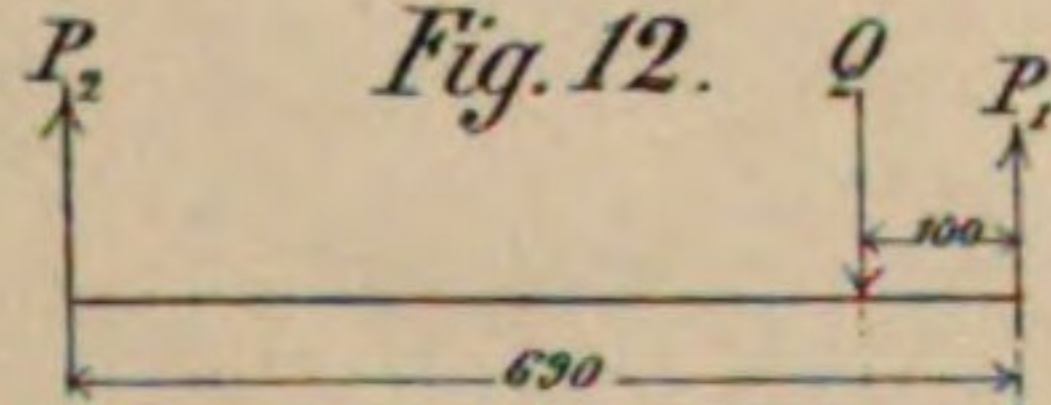


Fig. 14.

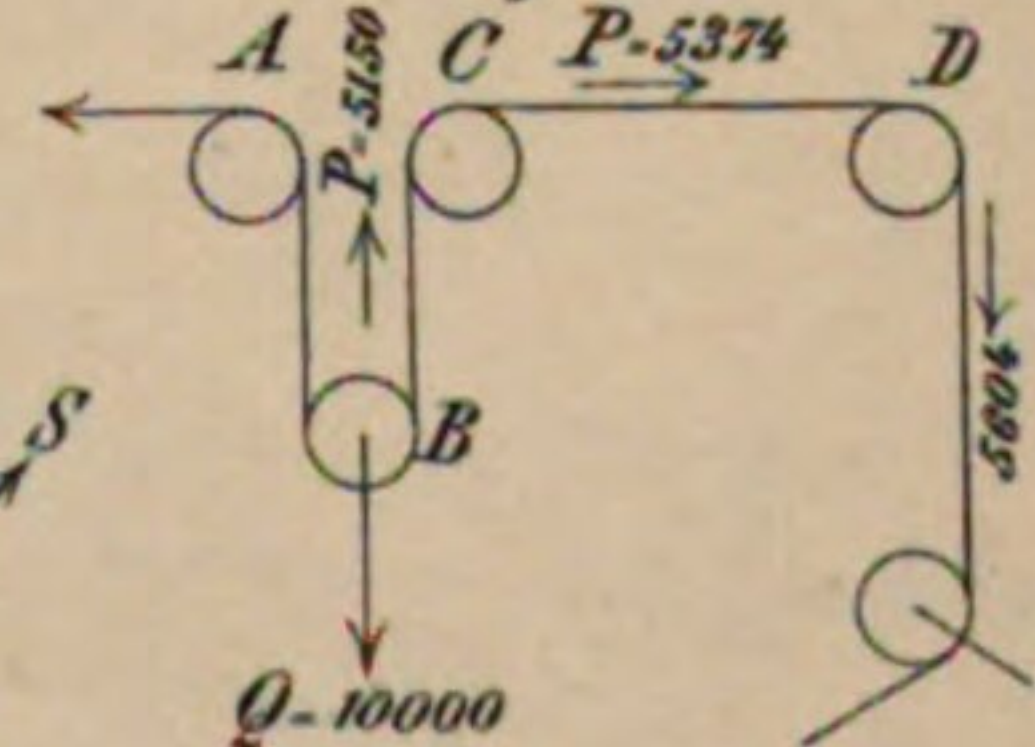


Fig. 17.

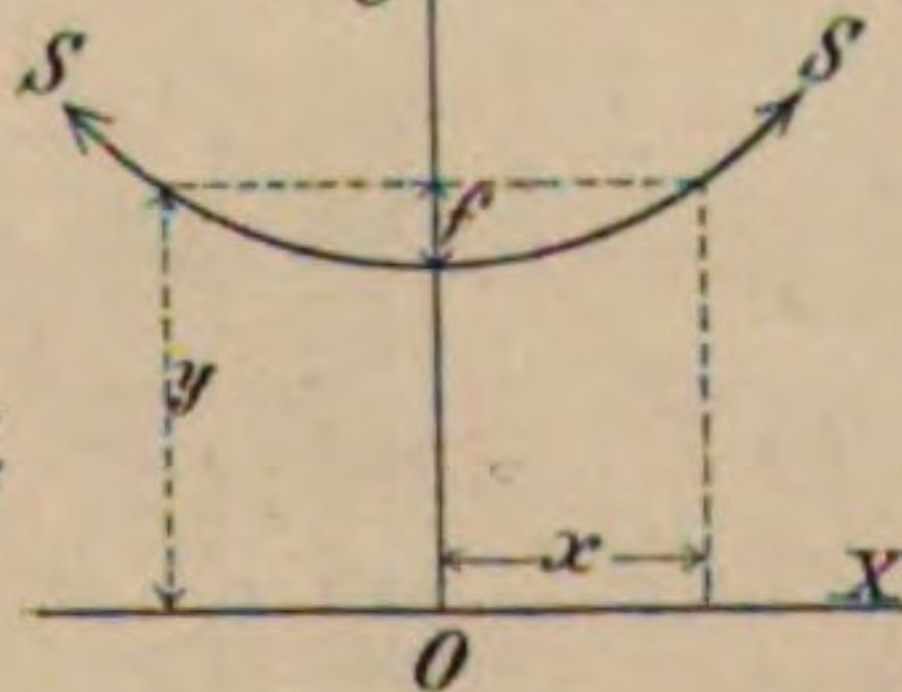


Fig. 16.

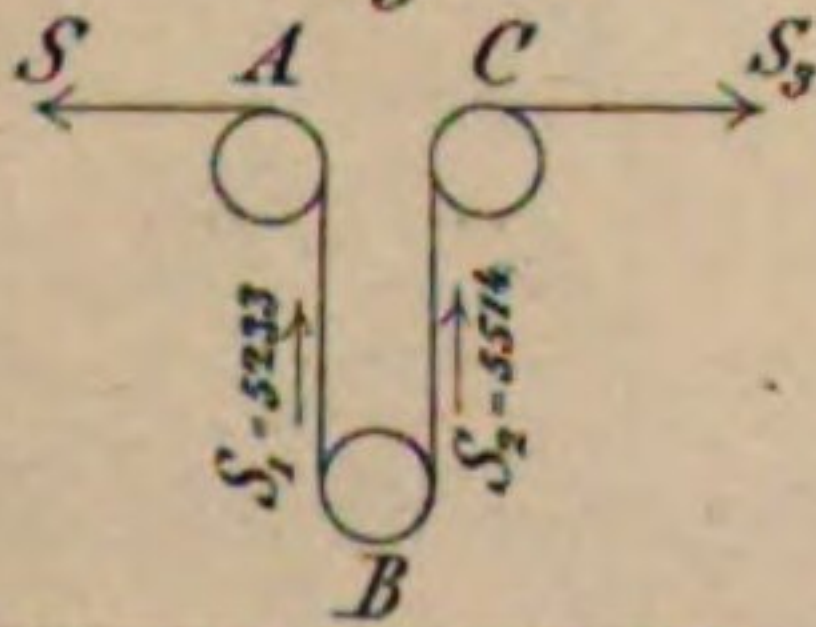


Fig. 15.

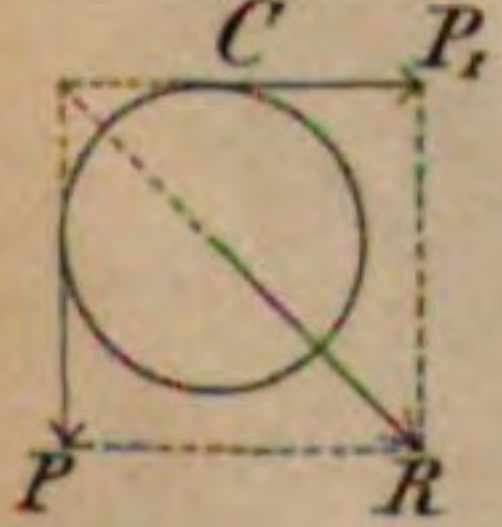
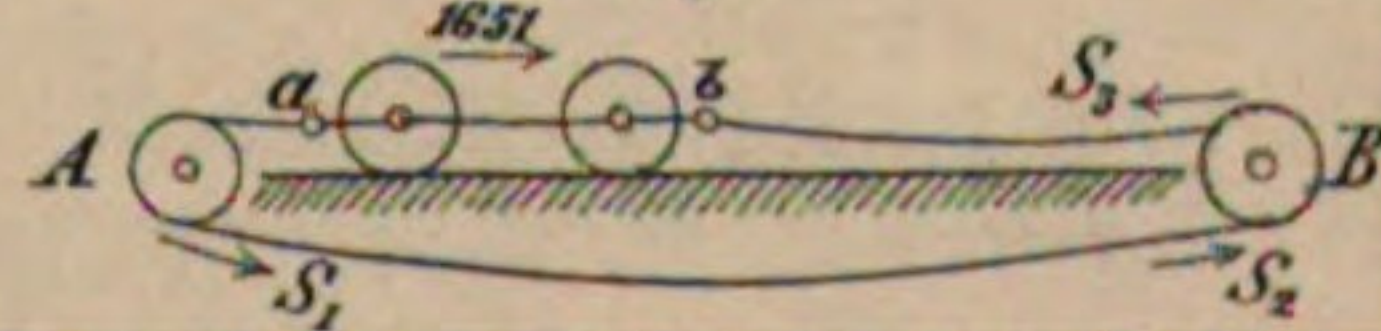


Fig. 18.



1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

1010

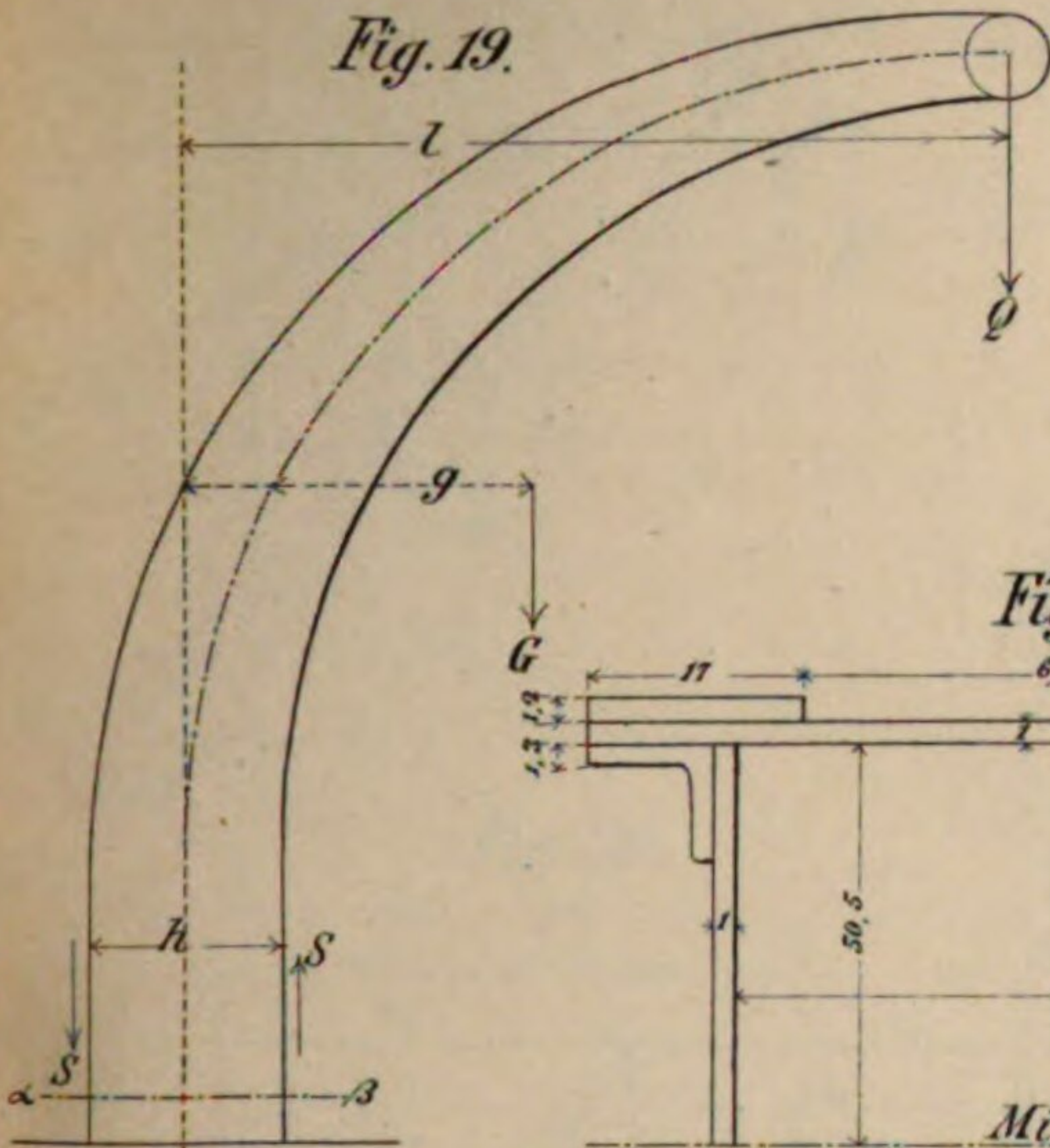
1010

1010

1010

1010

Fig. 19.



Querschnitt $\alpha-\beta$

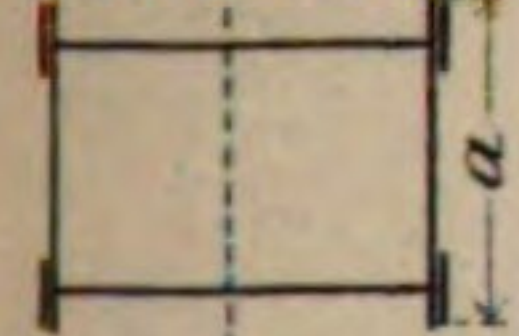


Fig. 20.

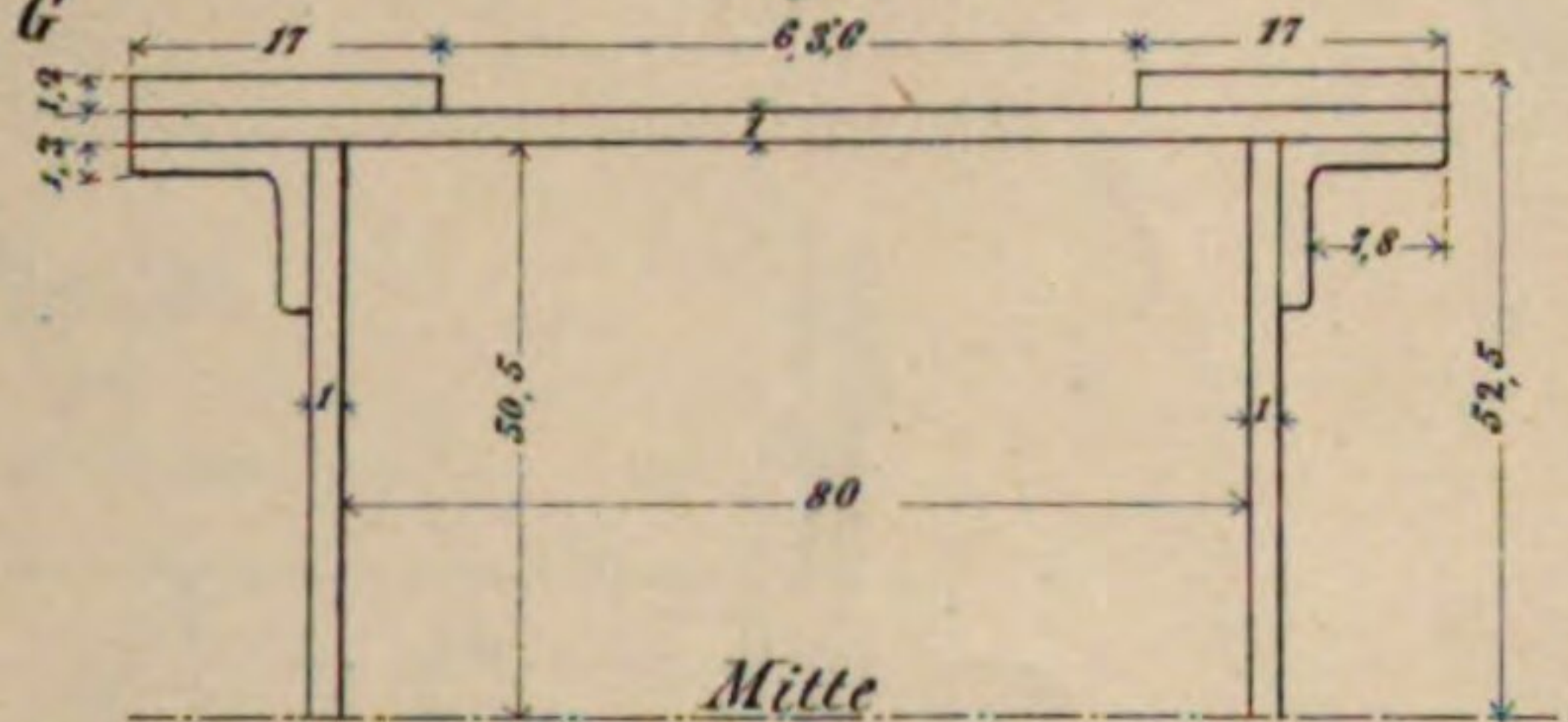


Fig. 21.

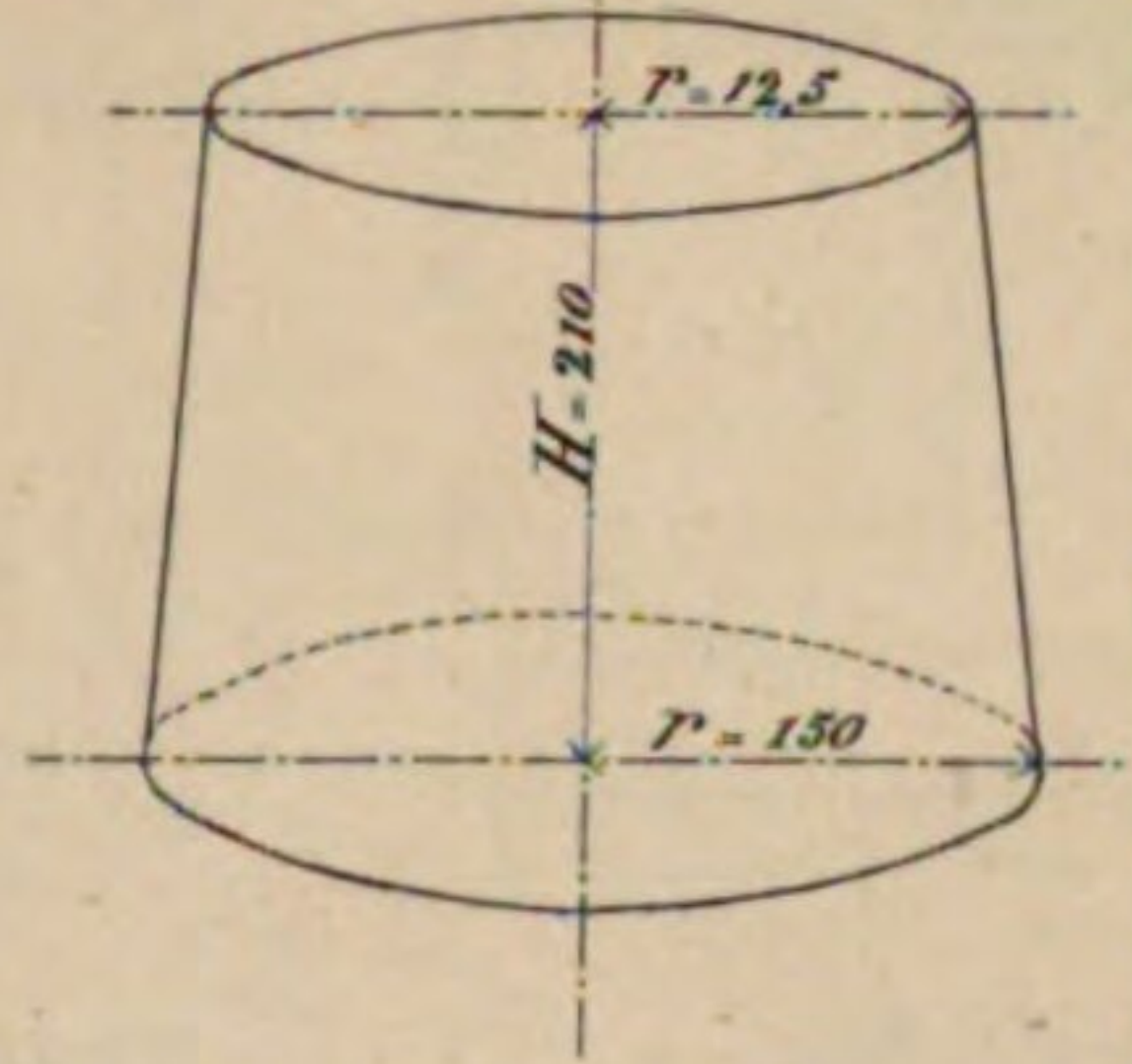


Fig. 22.

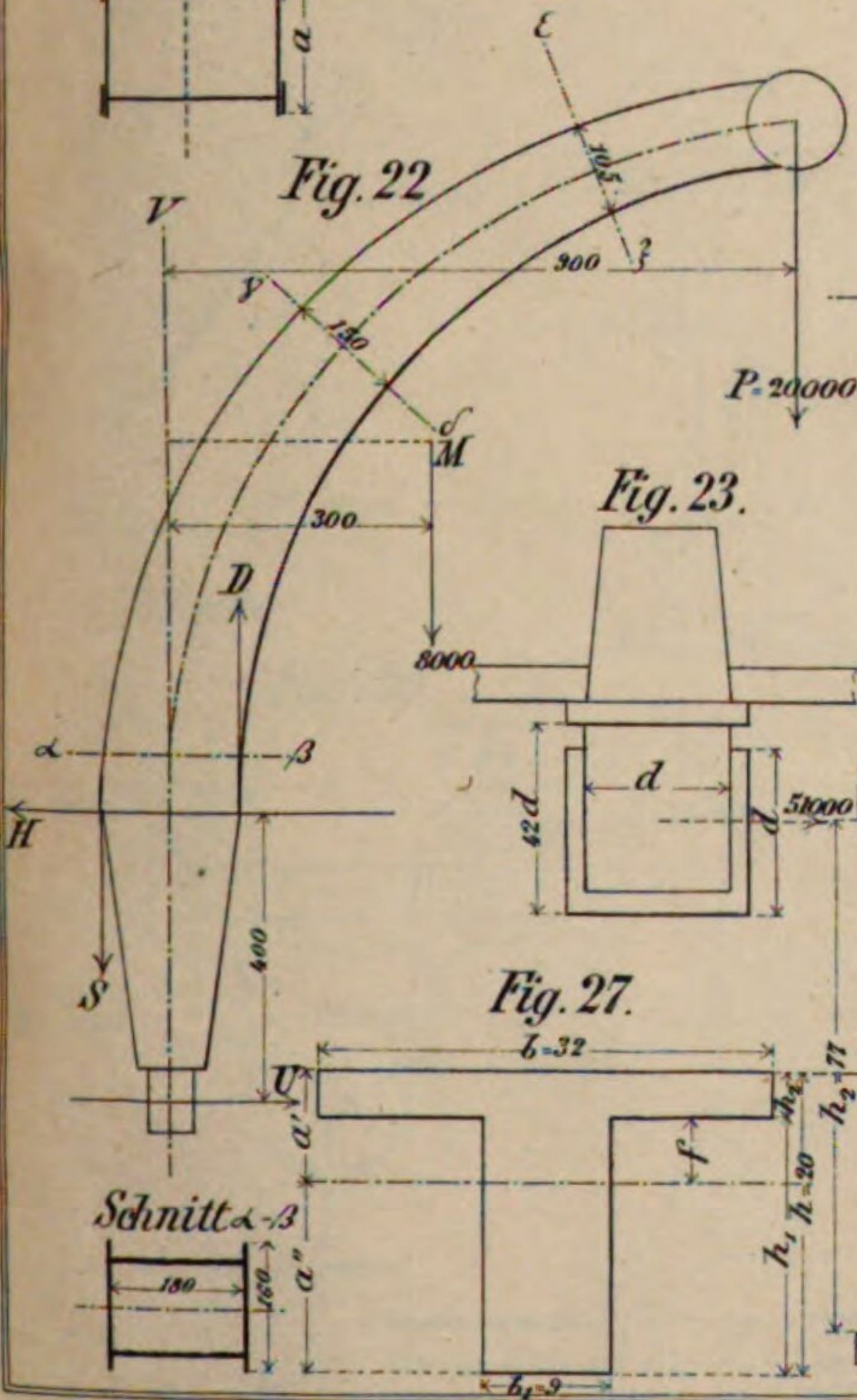


Fig. 23.

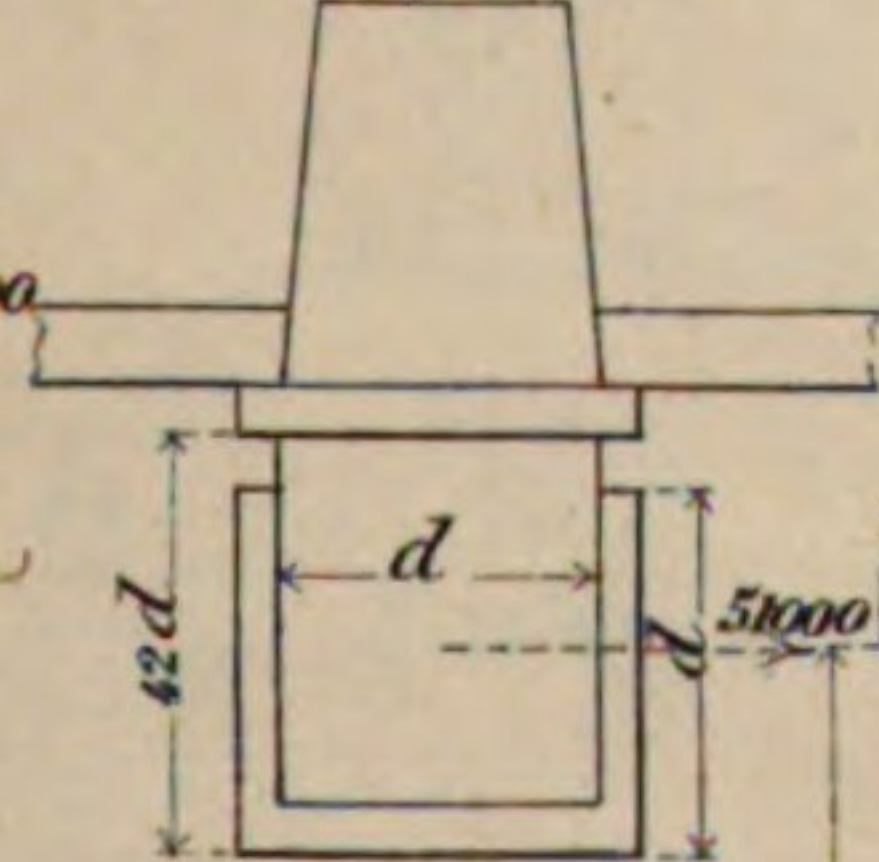
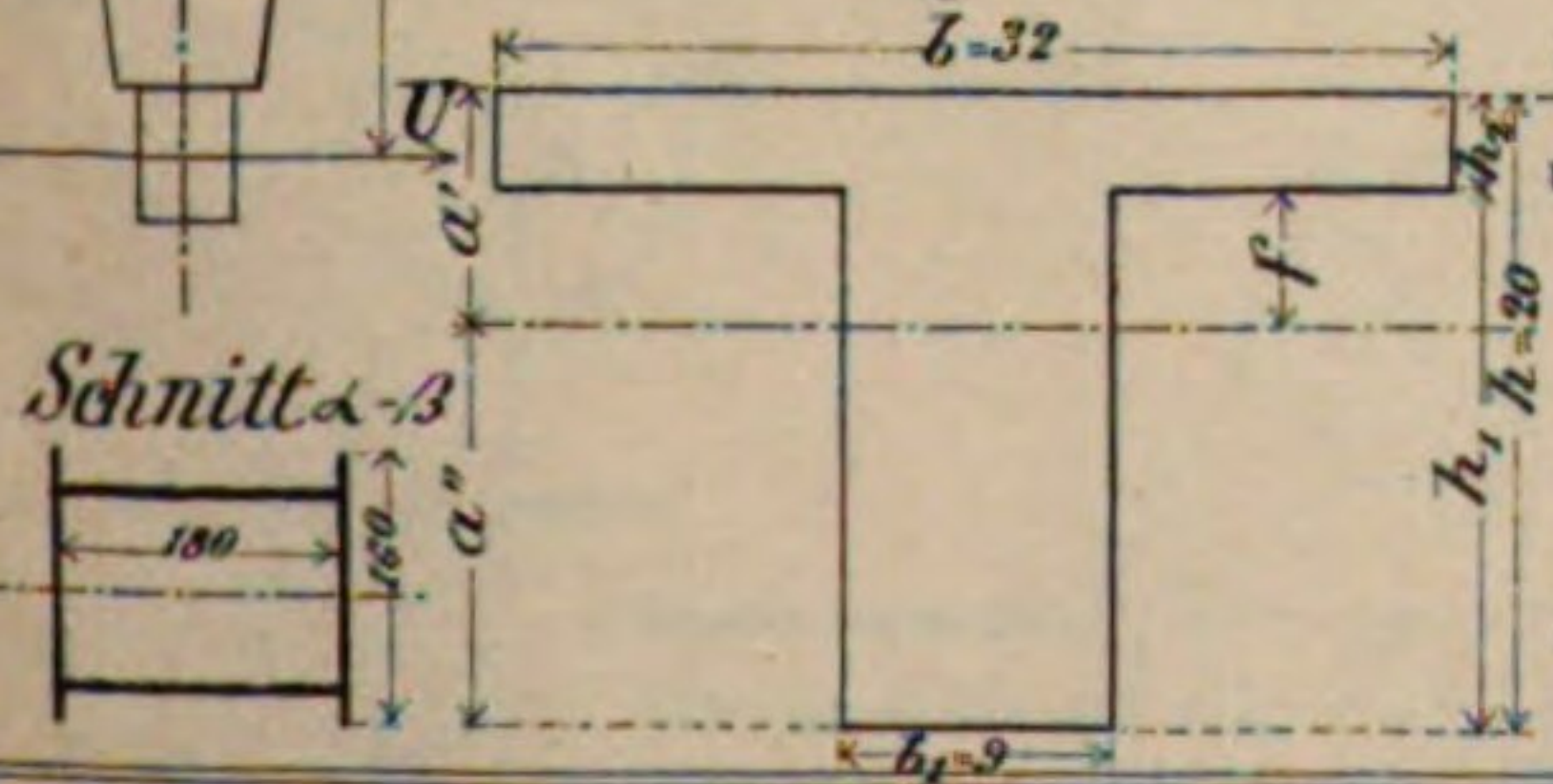


Fig. 27.



Schnitt $\alpha-\beta$

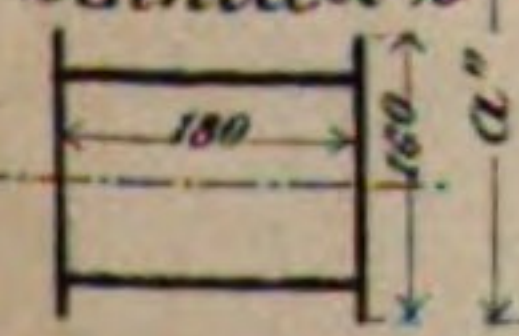


Fig. 24.

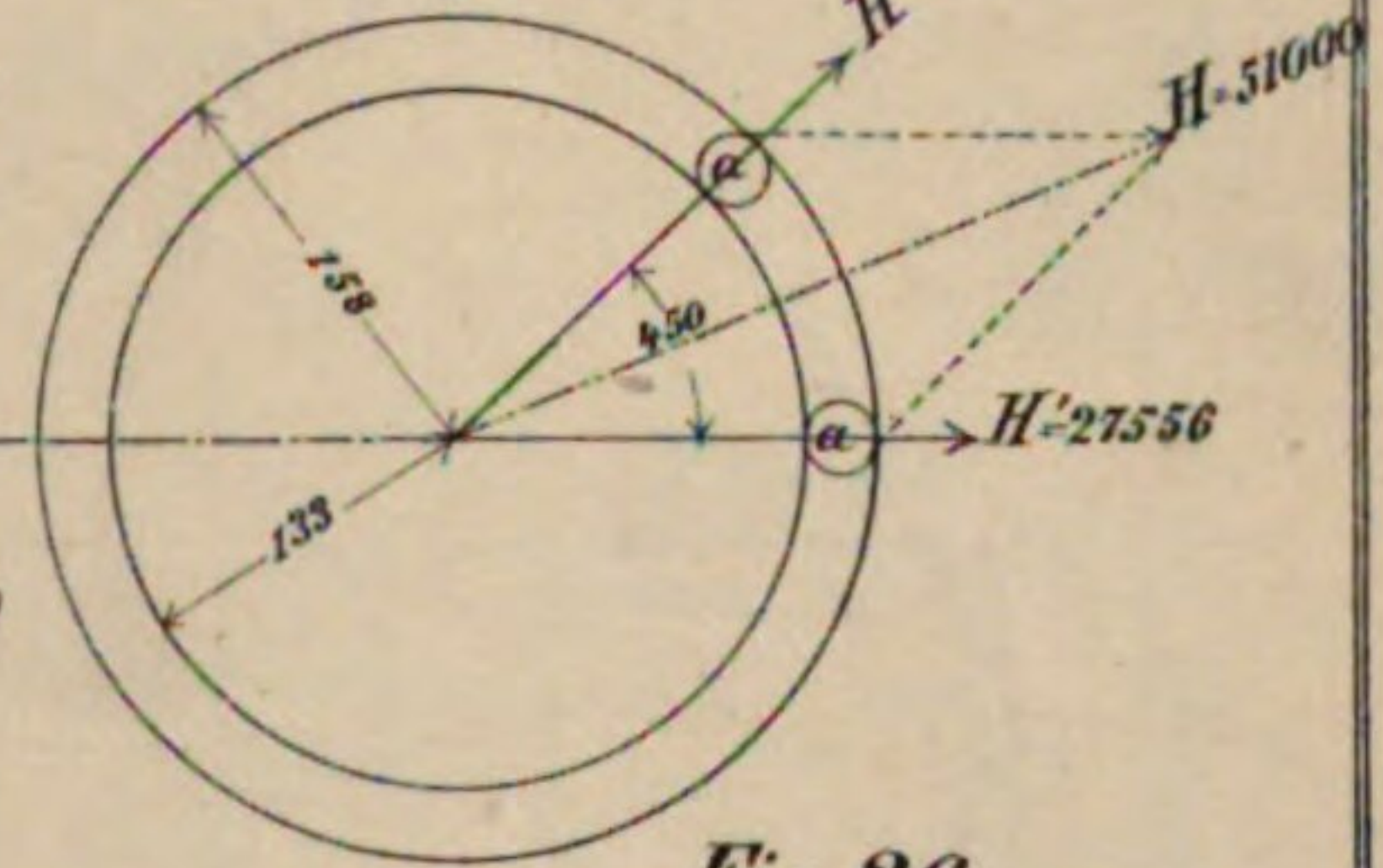


Fig. 26.

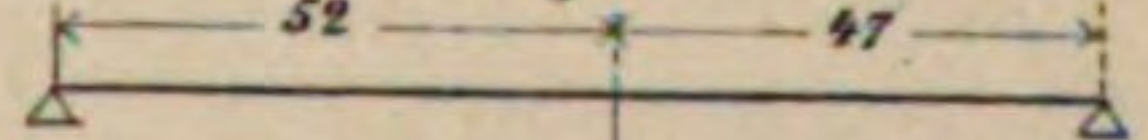
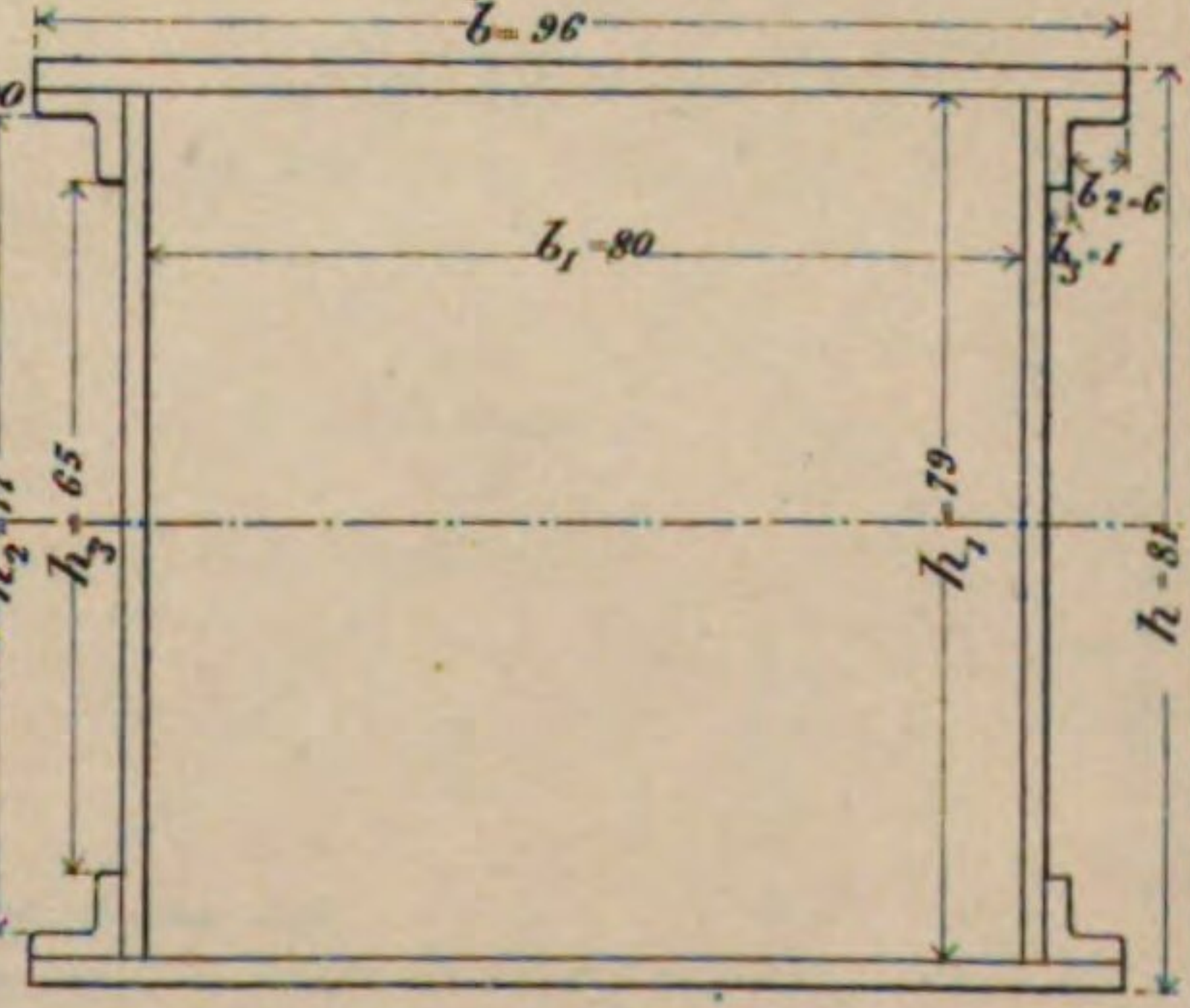


Fig. 25. P



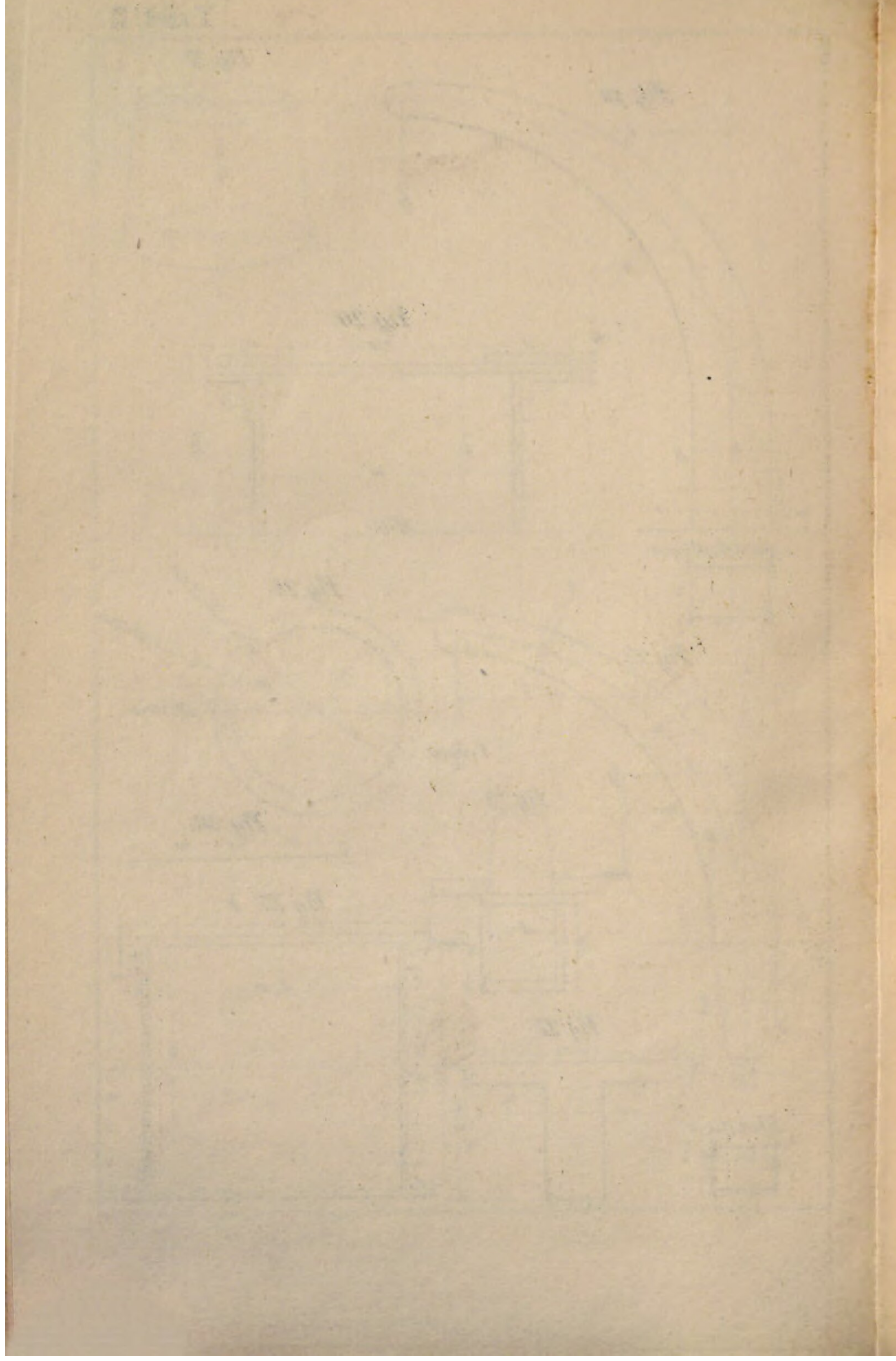


Fig. 28.

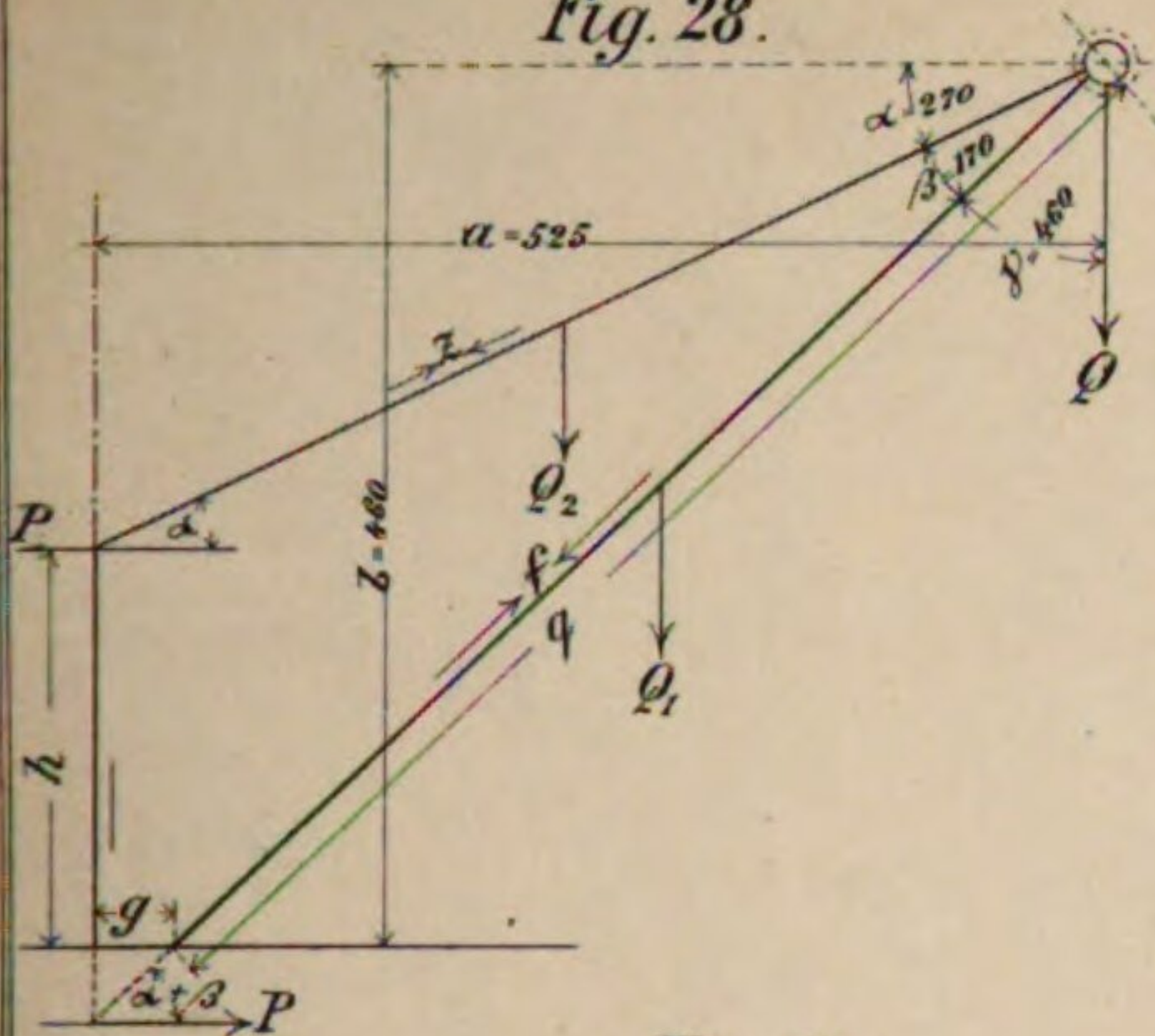


Fig. 31.



Fig. 29.

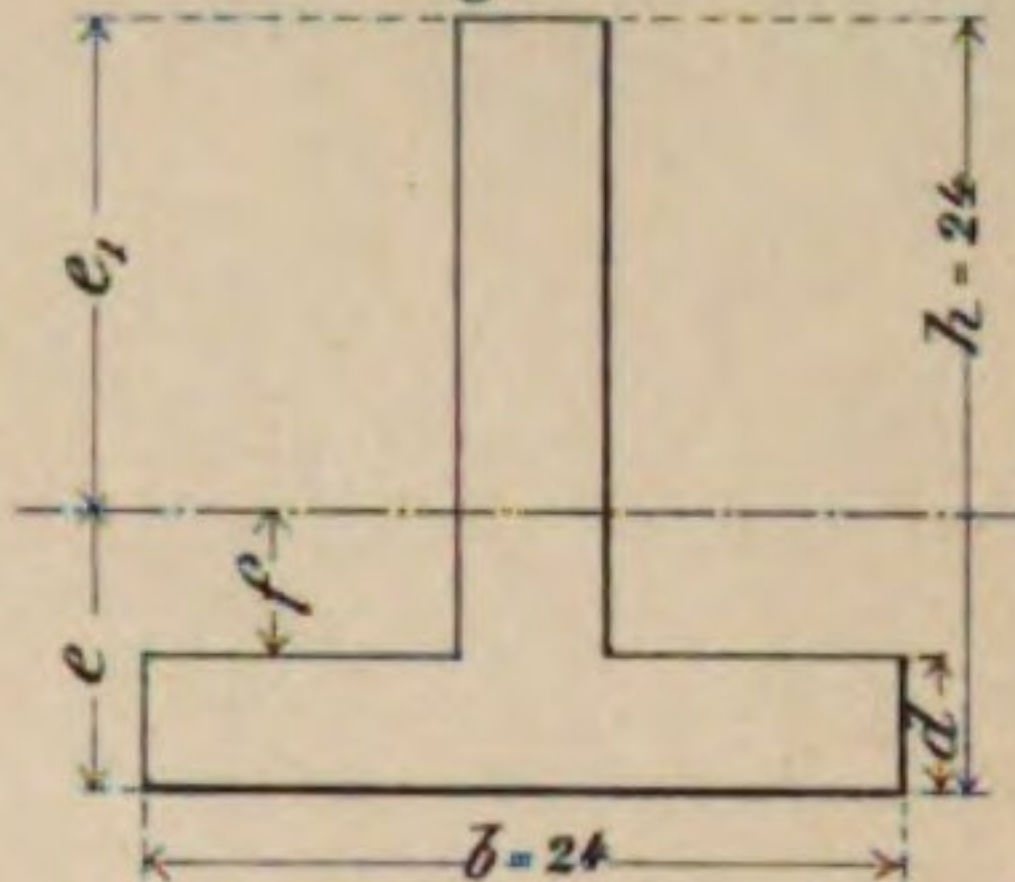


Fig. 32.

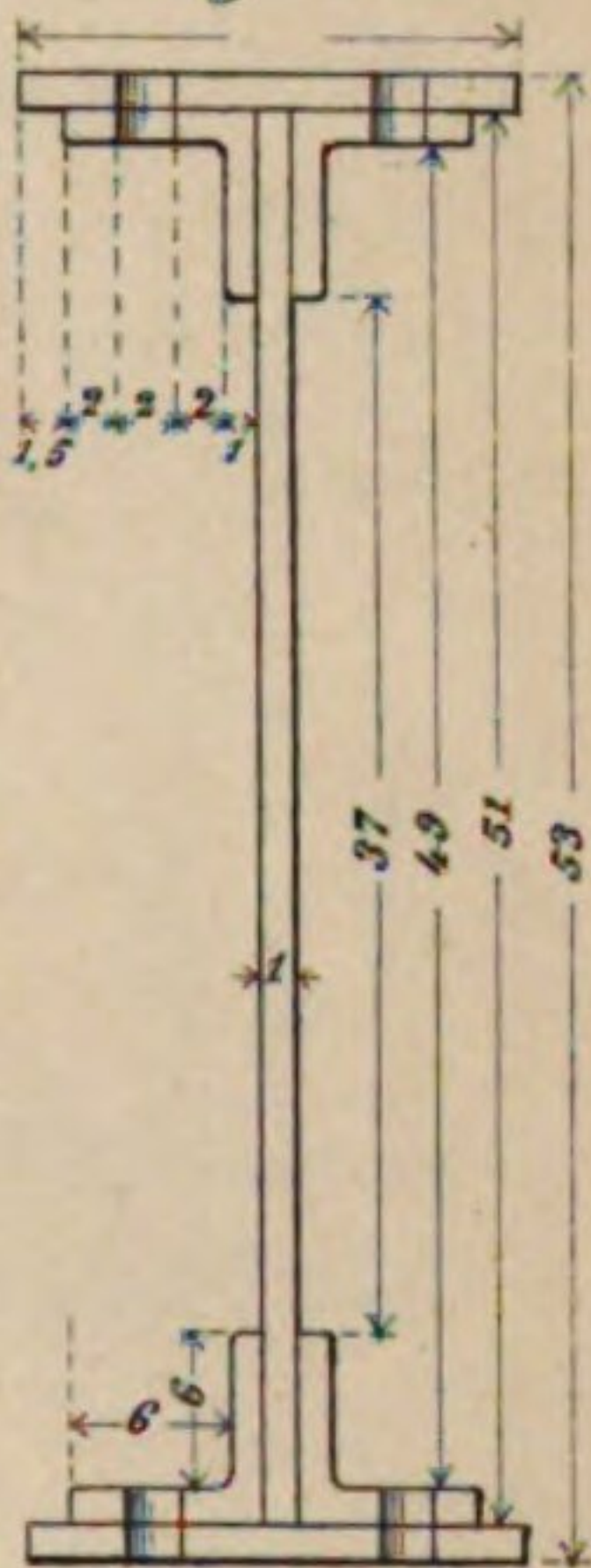


Fig. 30.

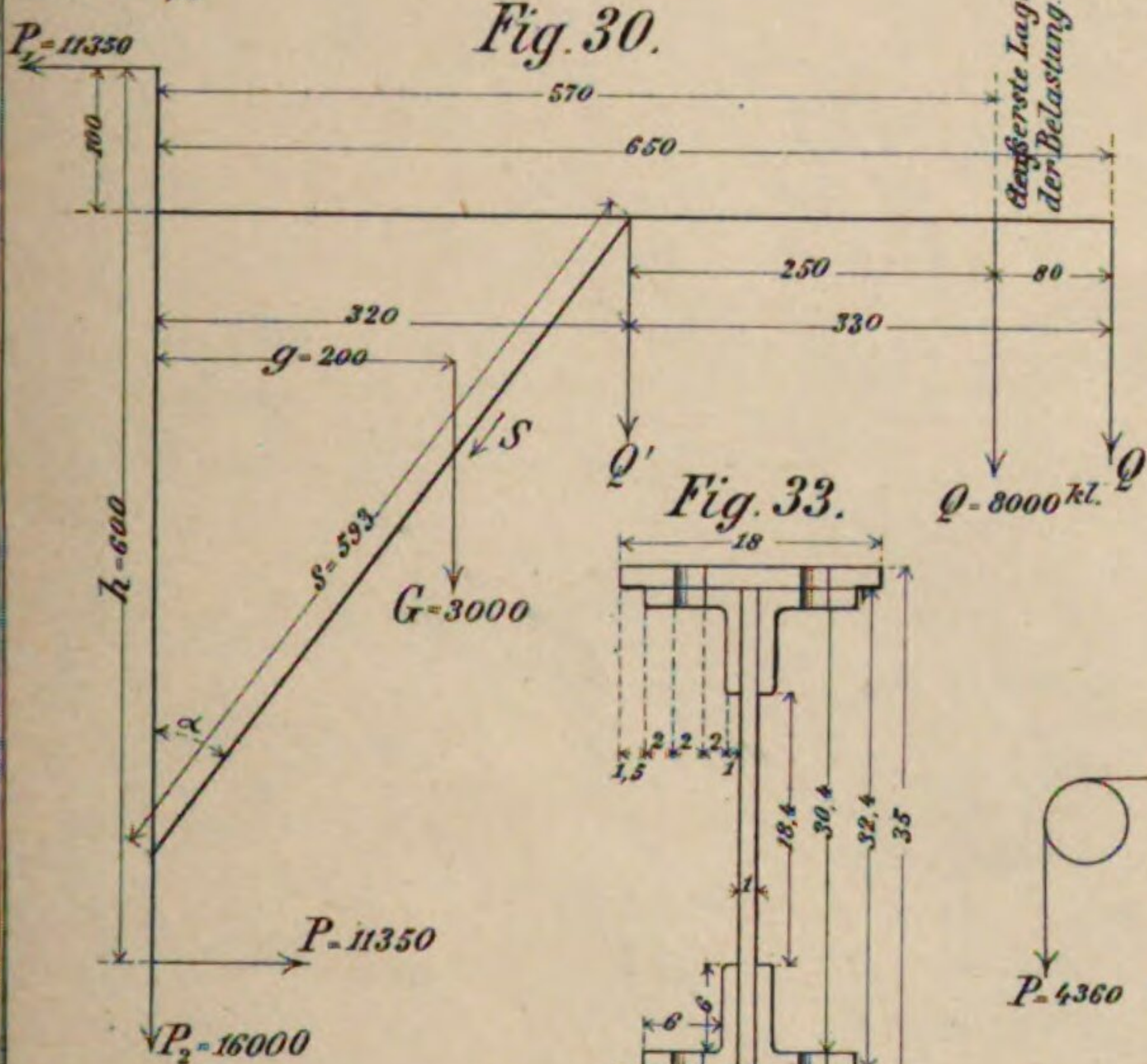


Fig. 33.

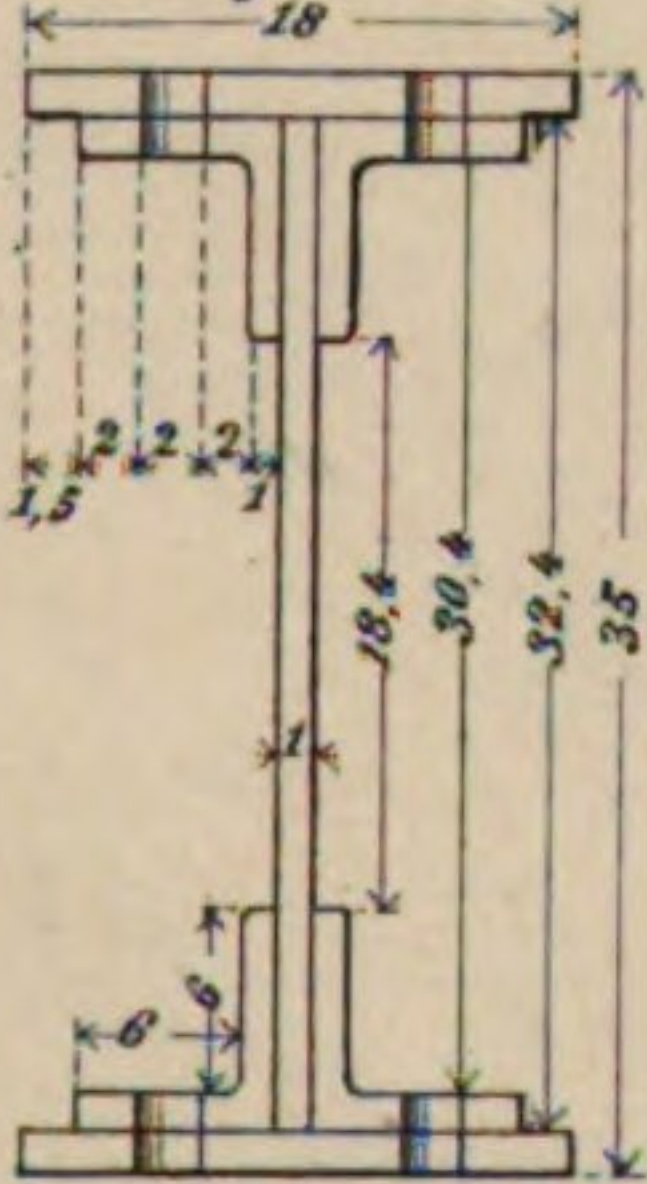


Fig. 34.

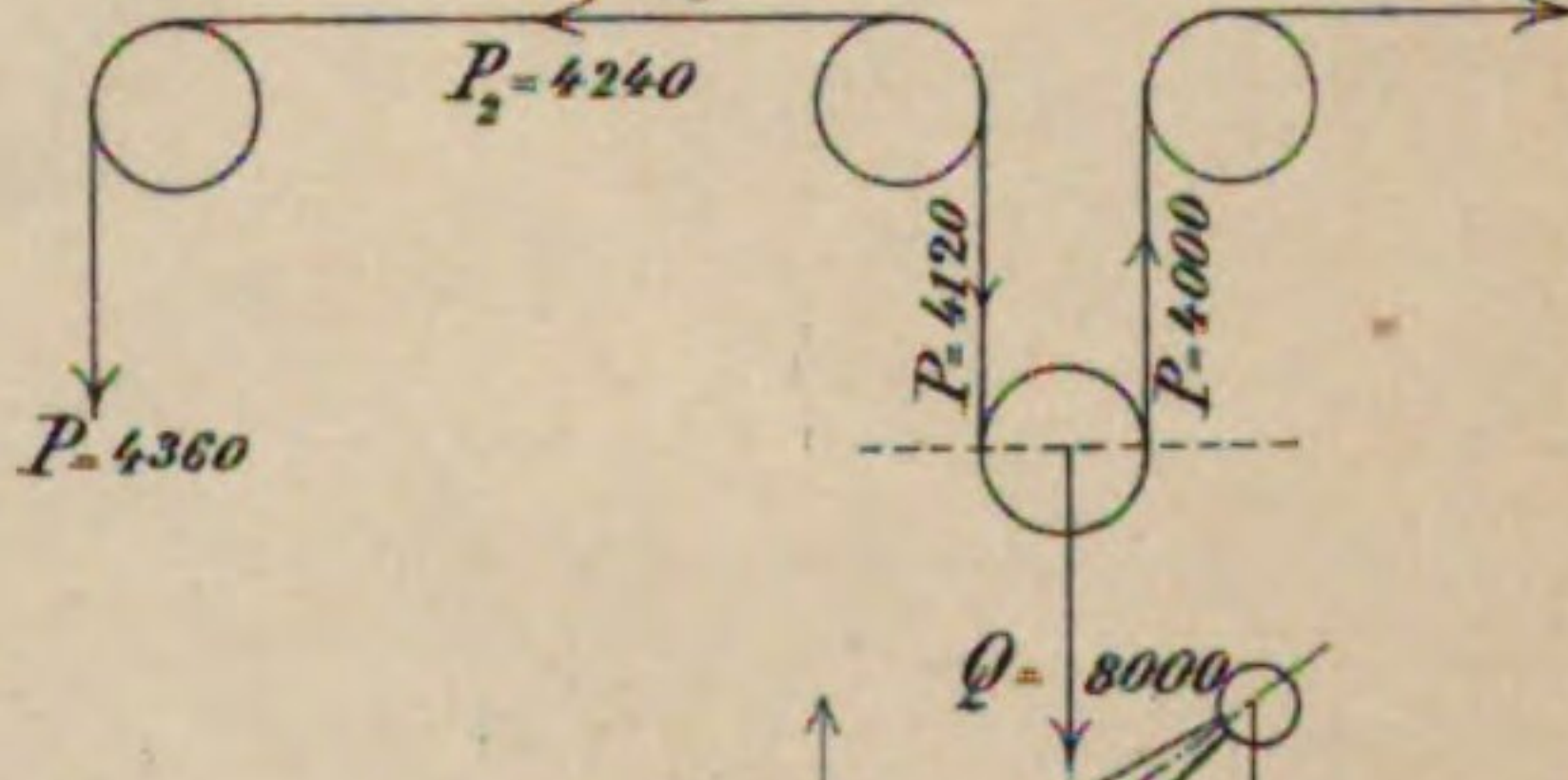


Fig. 36.

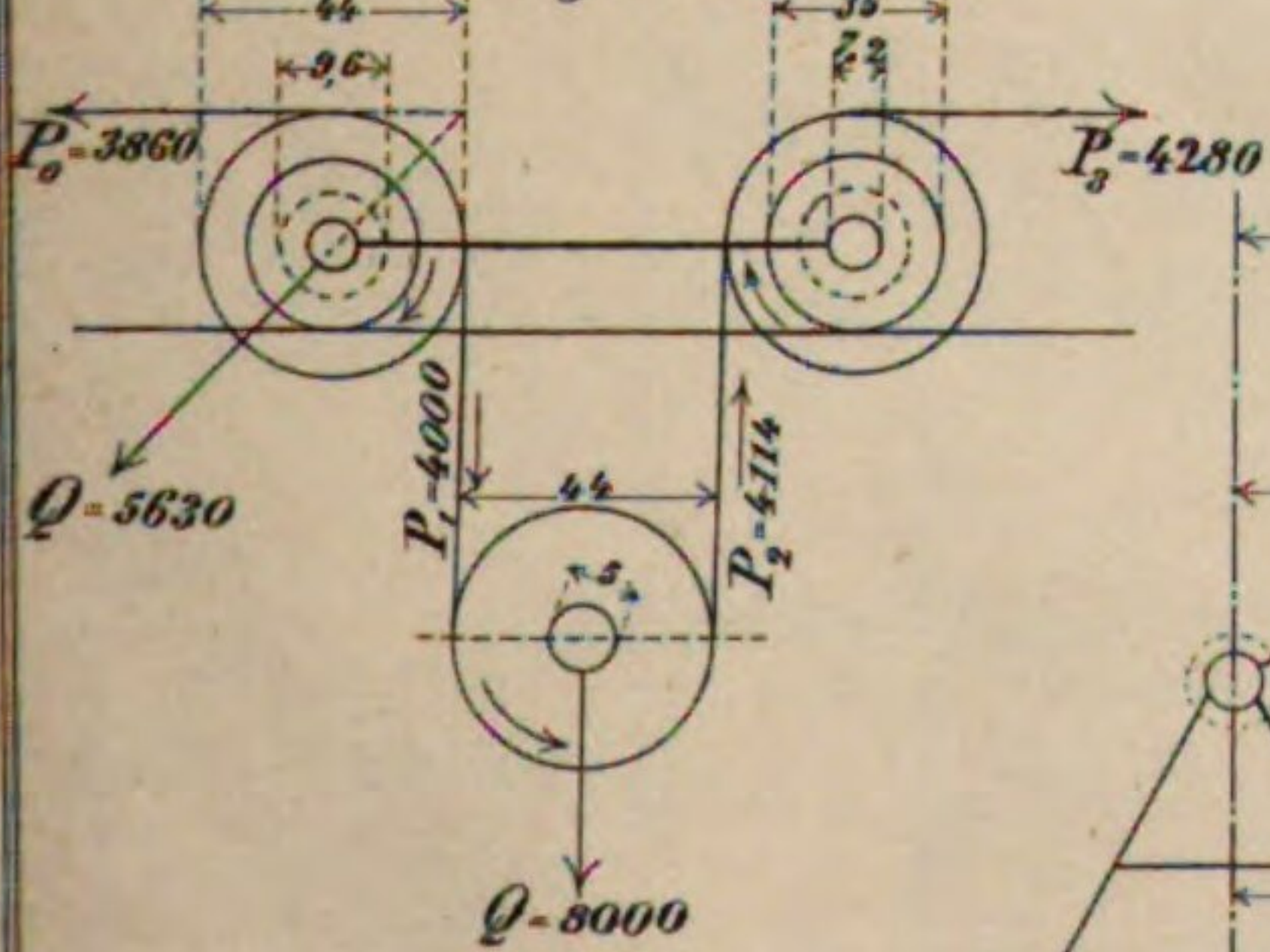


Fig. 37.

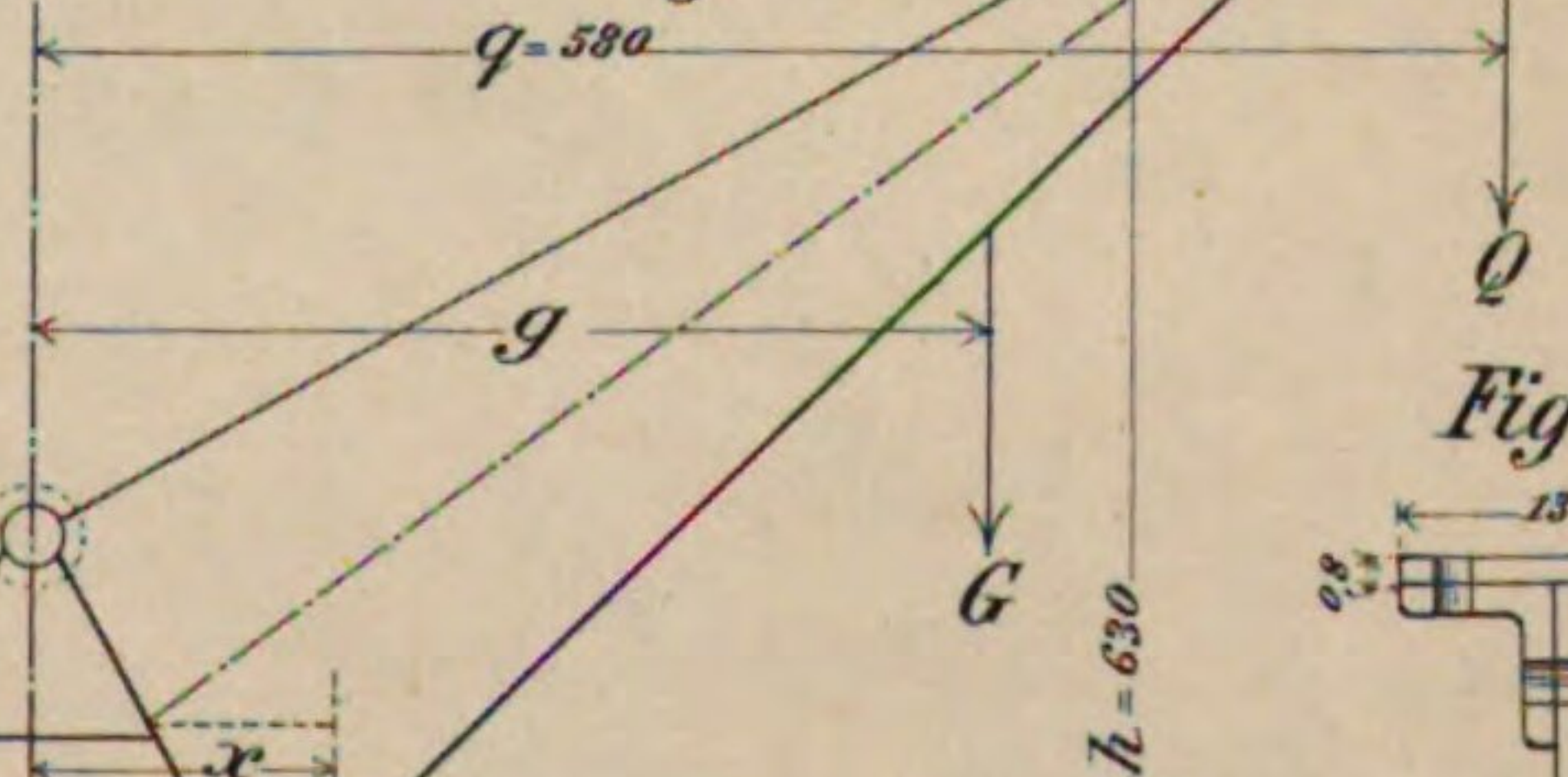


Fig. 38.

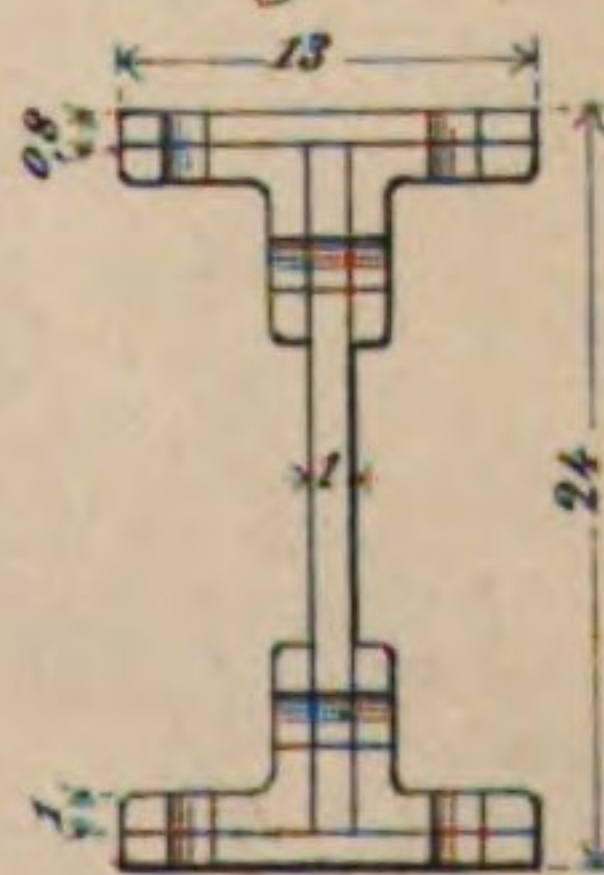


Fig. 35.

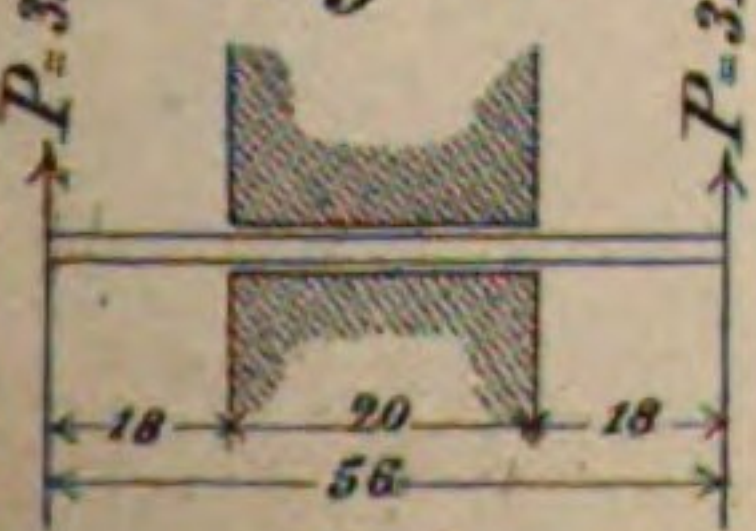
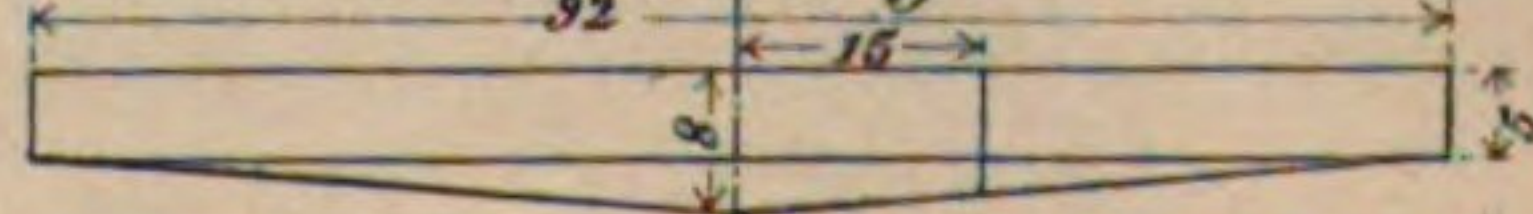


Fig. 39.



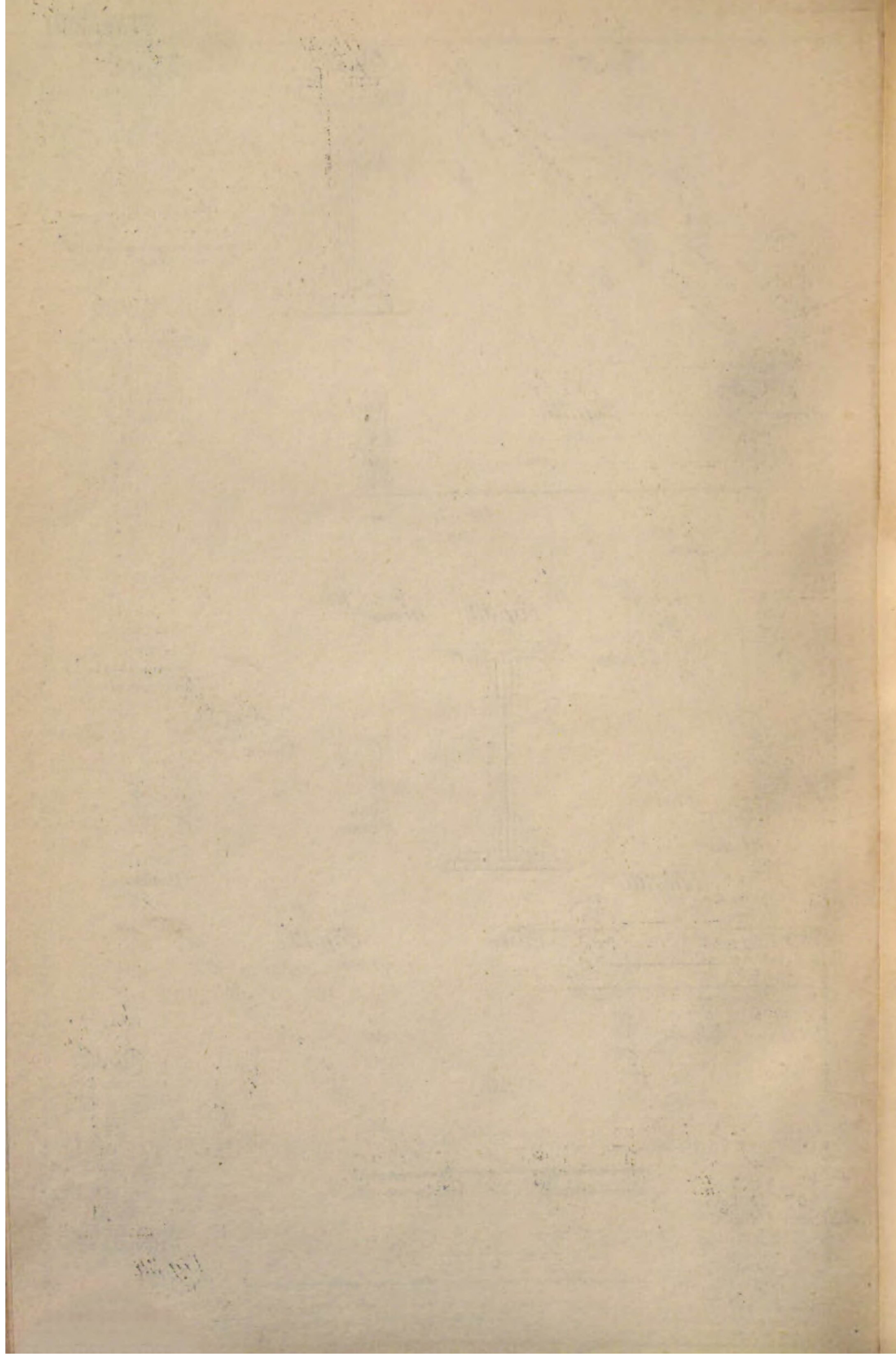


Fig. 40.

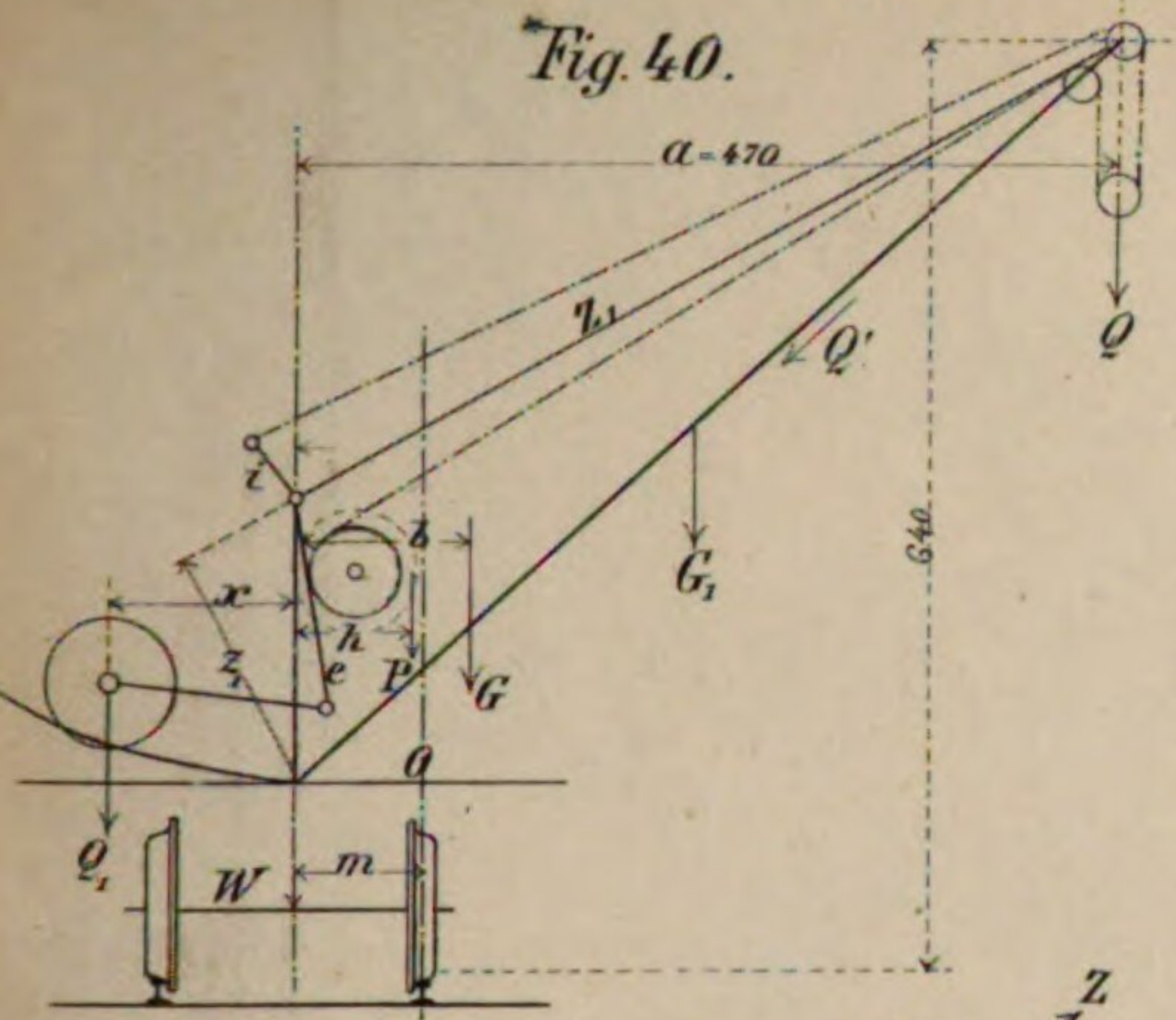


Fig. 42.

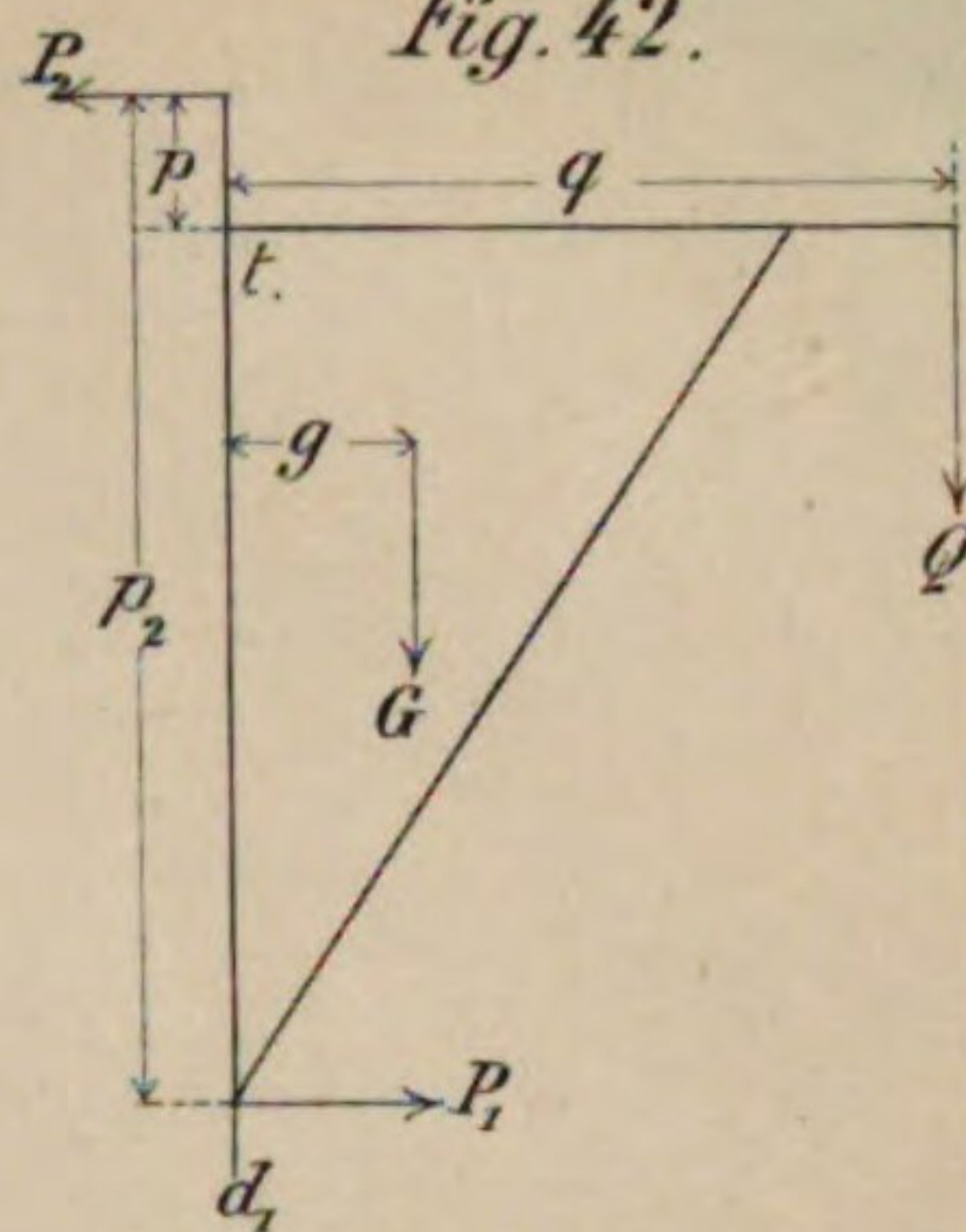


Fig. 41.

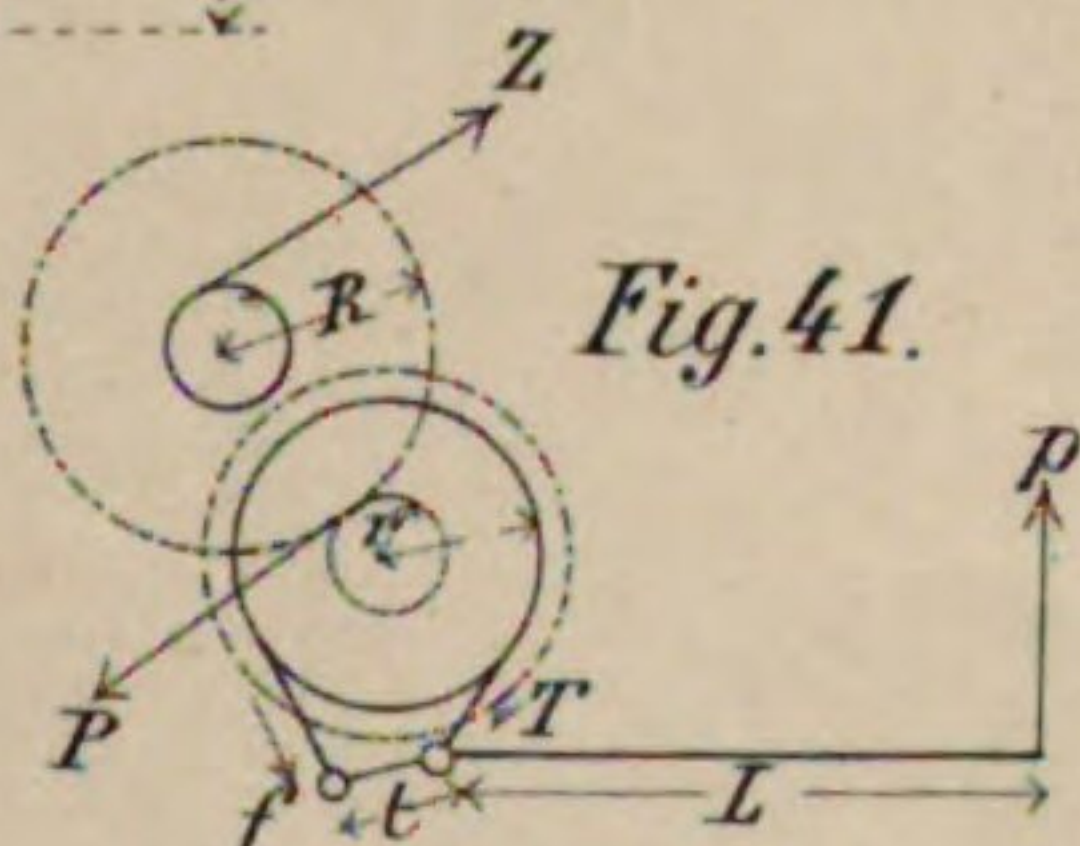


Fig. 43.

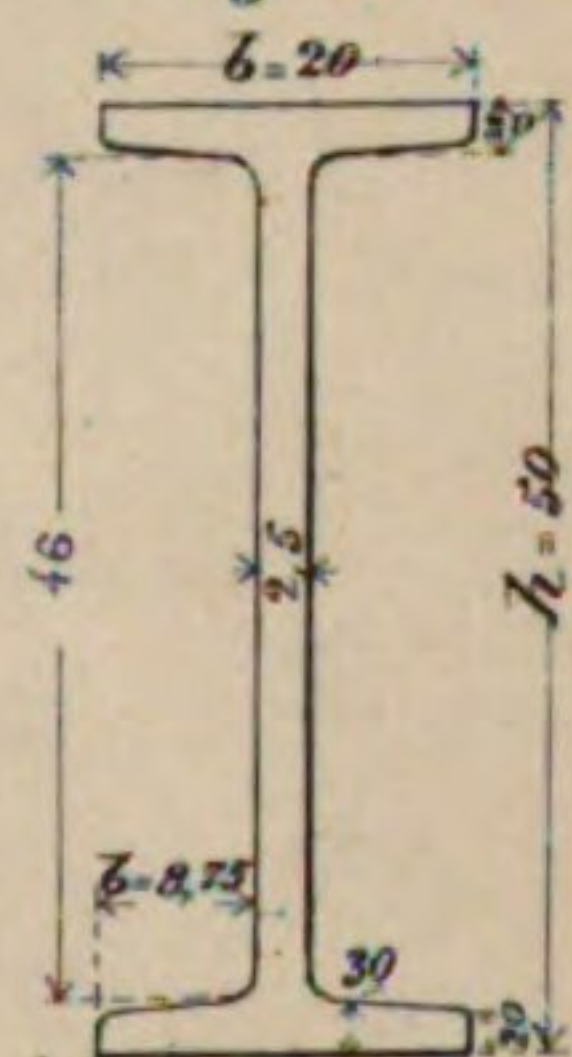


Fig. 44.

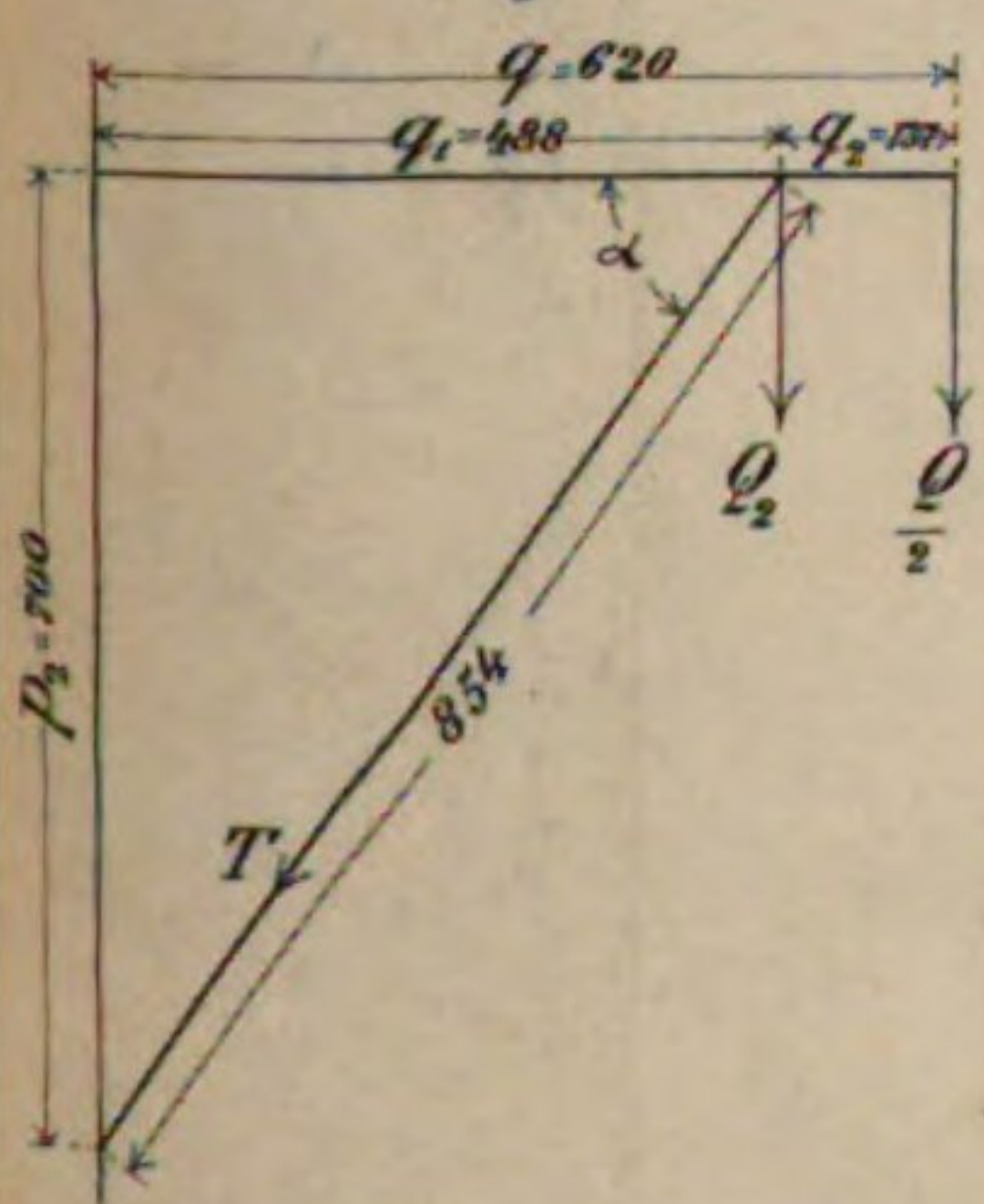


Fig. 45.



Fig. 46.

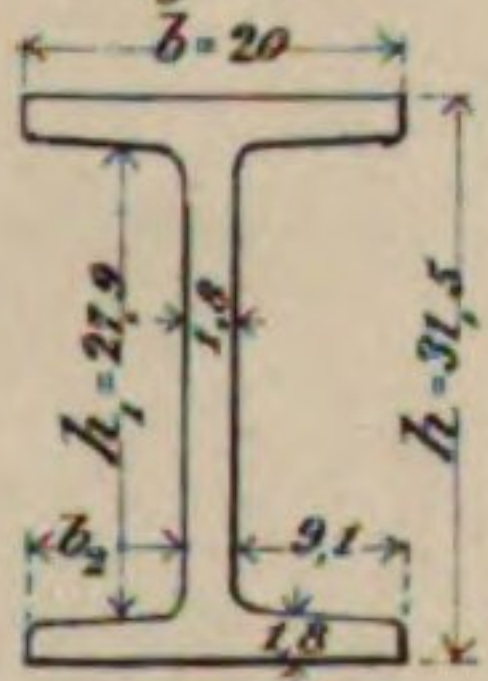


Fig. 47.

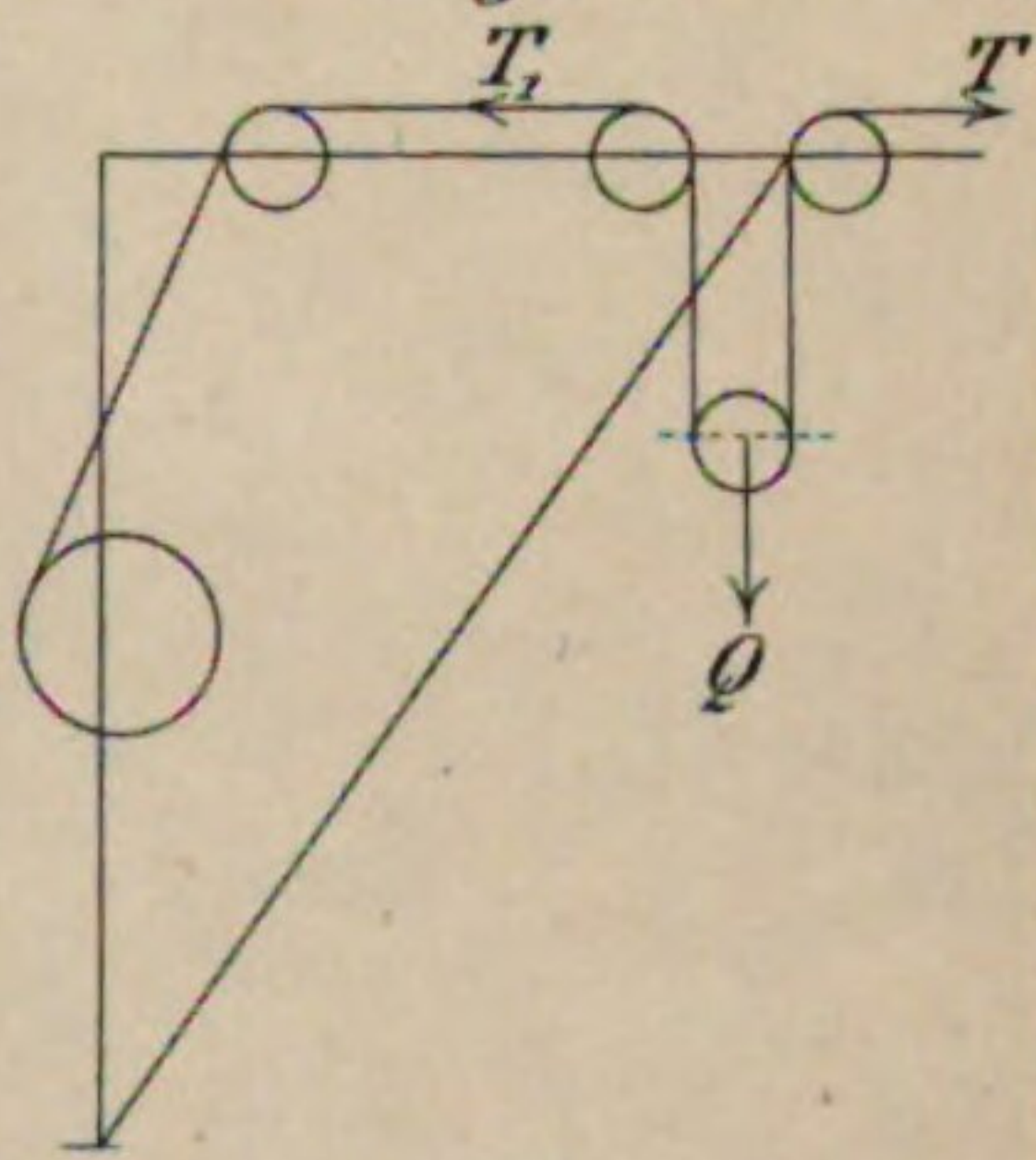


Fig. 48.

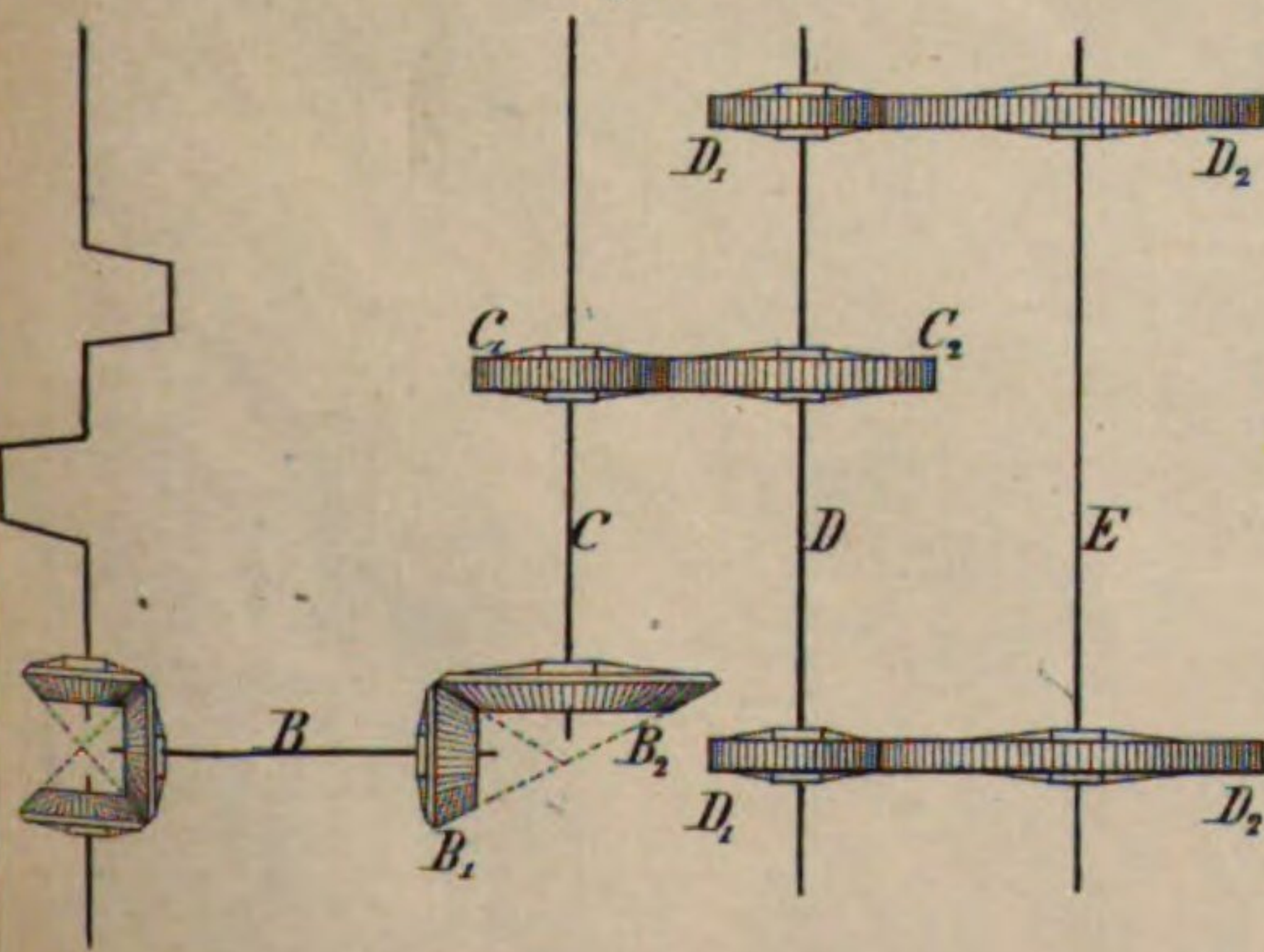
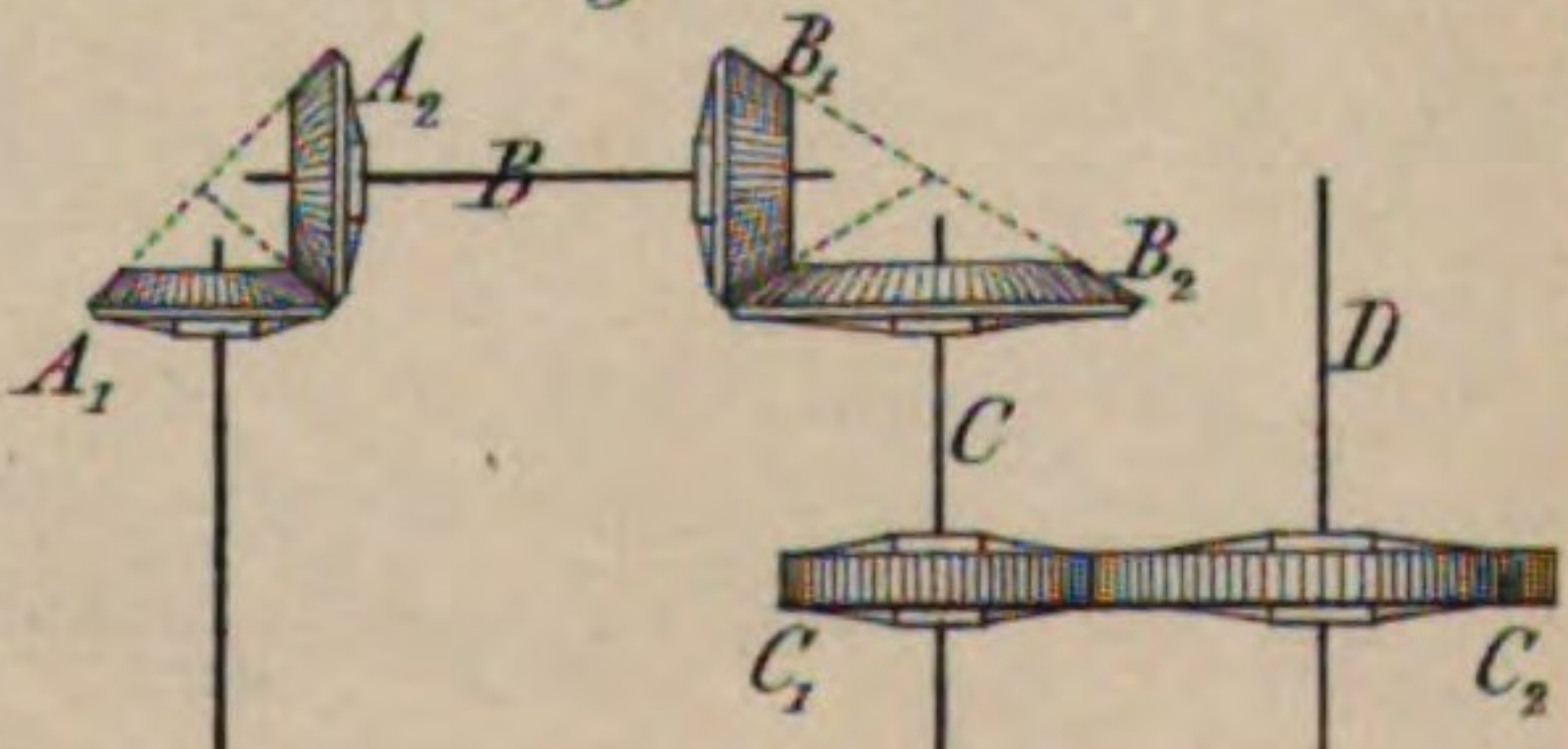


Fig. 49.



Verlag von J. Veith in Karlsruhe.

I. Jahrbuch des polytechnischen Vereins zu Karlsruhe.

Constructionen

aus dem

Maschinenbau,

unter der Leitung des Herrn Prof. Hart

herausgegeben von der

Maschinenbau-Schule.

III. Theil. Blatt 35 à 55 mit Text M. 14. —

2. Abdruck.

Dampfkessel.

35 u. 36. Cornwallkessel, innere und äussere Feuerung. —

37. Dampfkessel mit Vorwärmer.

Dampfmaschinen.

38. Wandmaschine. — 39. Pyramidalmaschine. — 40. Stehende Condensationsmaschine. — 41 u. 42. Woolf'sche Balanciermaschine. — 43 u. 44. Liegende Hochdruckmaschine mit Meyer'scher Steuerung. — 45. Walzenzugmaschine. — 46 u. 47. Fördermaschine. — 48 u. 49. Corlissmaschine ohne Condensation. — 50 u. 51. Corlissmaschine mit Condensation. — 52 u. 53. Liegende Condensationsmaschine mit Farcot'scher Steuerung. —

54 u. 55. Liegende Woolf'sche Maschine.

IV. Theil. Blatt 56 à 63 mit Text M. 4. 50.

Werkzeugmaschinen.

56. Schraubenschneidmaschine. — 57. Langlochbohrmaschine. — 58. Radialbohrmaschine. — 59 u. 60. Räderdrehbank für Lokomotivtriebräder. — 61. Feilmaschine. — 62. Blechscheere. — 63. Blechwalzenstrasse.

Hart, Josef,

Constructionen aus dem Maschinenbau nach den Vorträgen des Hrn. Prof. J.
Hart Herausgegeben von der Maschinenbau-Schule des Grossh. Polytechnikums
zu Karlsruhe. Dampfkessel. Dampfmaschinen
Bd.: [2,2]

Karlsruhe 1876

2 Math.a. 43 m-2

urn:nbn:de:bvb:12-bsb11325972-4